

697
Г87

ЭРИХ ГРОНВАЛЬД

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ ВЕНТИЛЯТОРЫ



УКР. НАУЧНОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО

1928

1961

T-86

ЭРИХ ГРОНВАЛЬД

697

787

Бібліотек науково-технічної літератури
Дата 2007

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ ВЕНТИЛЯТОРЫ

4811h

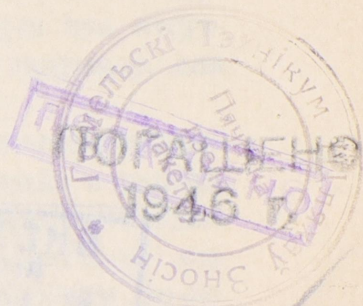
Перевод с немецкого
под редакцией проф. Л. П. ШИШКО

С 108 рисунками.

БІБЛІОТЕКА
Гомельського державного університету
ПОГАШЕНО
Цей видаток
Адрес
Ціна книги
Ціна апарату



6027



Гомельського
Бібліотека
ПОГАШЕНО
ж.д. транспорта

1975

УКР. НАУЧНОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО

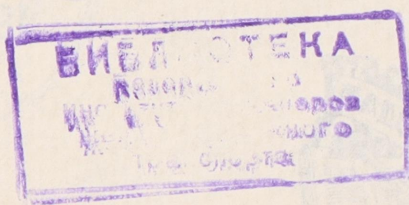
1928

ЗЕРНОВ

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ ВЕНТНАТОРЫ

Издание с поправками
под редакцией проф. А. П. СИНЯКОВА

Ленинград, 1950



Укрглавлит № 2385 -К.

Зак. 2467.

Тираж 4000

Типография „Вестник Ленингр. Совета“, Ленинград, 2-я Советская, 7.

ВВЕДЕНИЕ.

1. Общие понятия о конструкции и работе вентилятора.

Вентилятором, в широком смысле слова, называется машина, приводящая в движение (подающая) воздух и другие газы. По форме своей и по роду устройства различаются:

1. Винтовые или крыльчатые вентиляторы.
2. Центробежные вентиляторы.

Винтовые вентиляторы состоят обыкновенно из простой чугунной или железной клепанной рамы с пропеллерообразным крыльчатым колесом, насаженным в большинстве случаев на конец оси мотора. Они, за немногими исключениями при специальной конструкции, применяются только для подачи относительно малых количеств воздуха при отсутствии трения и других сопротивлений, как например, для проветривания помещений.

В случаях, когда необходимо преодолеть более значительные сопротивления от 4—8 мм водяного столба и выше, применяются центробежные вентиляторы, которым исключительно и посвящена настоящая книга. Вентиляторы эти в общих чертах состоят из железного клепанного или чугунного кожуха спиральной формы, внутри которого находится так называемое лопастное колесо, приводимое внешней силой во вращательное движение. На фигурах 1 и 2 изображен такой вентилятор, состоящий из следующих частей: *A*—железный клепанный кожух, *B*—лопастное колесо с прикрепленными к нему изогнутыми или прямыми, радиальными лопатками *C*, *D*—втулка и *E*—вал, который вращается в подшипниках с кольцевой смазкой *F*, а при быстроходных машинах—в шарикоподшипниках или роликовых подшипниках. Между подшипниками или на конце вала находится привод для ременной передачи *G*, который для более удобного включения и выключения вентилятора может состоять

из двух шкивов: закрепленного на оси и холостого шкива. Подшипники расположены на неподвижной чугунной стойке *H*; часто стойка эта делается клепанной из профильного железа достаточной толщины. Для входа воздуха или для присоединения к всасывающему трубопроводу вентилятора в большинстве случаев к кожуху прикрепляется всасывающий патрубок *J*, а при выходе, на случай присоединения к нагнетательному трубопроводу, приделывается выходной фланец *K*.

Помимо изображенного здесь кожуха из клепанного листового и углового железа, часто встречаются и чугунные кожуха, в особенности при вентиляторах для кузнечных горнов. При подаче газов с содержанием кислот колесо и кожух могут покрываться свинцом и кроме того кислотостойкой краской. Для особых целей вентиляторы изготовляются также целиком из фаянса.

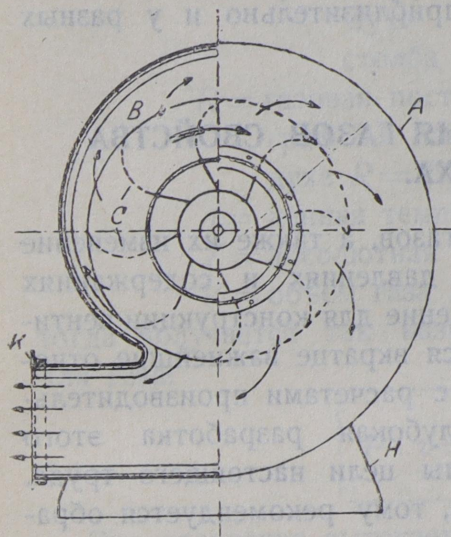
Кроме указанного на фиг. 1 и 2 привода посредством ременной передачи от двигателя или трансмиссии, лопастное колесо также насаживается непосредственно на вал электромотора или другого какого либо двигателя; при более мощных вентиляторах необходимо включение эластичного соединения; более подробно об этом говорится в IX части книги.

Способ действия центробежного вентилятора (в дальнейшем будем называть его просто вентилятором) вкратце — следующий. Посредством вращения лопастного колеса по направлению стрелки (фиг. 1) находящийся внутри лопастей воздух приводится в движение, сжимается вследствие центробежной силы, и затем выбрасывается через выходной патрубок *K*. При этом явлении внутри колеса и кожуха образуется вакуум, который содействует движению воздуха снаружи через всасывающий патрубок *I*. Поэтому у всасывающего патрубка наблюдается так называемое „разрежение“ по отношению к наружной атмосфере, а у выходного патрубка — „давление“.

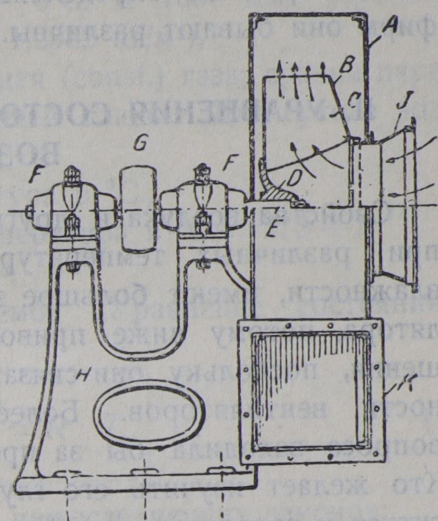
Образуемые путем сжатия подаваемого воздуха (газов) давление с одной стороны и разрежение с другой — используются как источник энергии для различных целей, как например для проветривания, удаления воздуха, для воздушного отопления помещений, для удаления пыли, дыма, далее — для транспортирования легких веществ, как напри-

мер, стружек, шлифовальной и наждачной пыли и т. д. Широкое применение находят вентиляторы также для нижнего дутья у топок, для отсасывания дымовых газов у паровых котлов и у промышленных печей. Этим, однако, область применения вентиляторов далеко еще не исчерпывается.

По роду применения вентиляторы называются „всасывающими“ и „нагнетающими“. Характер работы, как это выше описано, у обоих одинаковый, и эти обозначения должны



Фиг. 1.



Фиг. 2.

указывать собственно только цель применения, не имея в конструктивном отношении никакого значения. Всасывает, например, вентилятор из одного помещения и выдувает непосредственно в атмосферу, или, другими словами, используется главным образом всасывающее действие вентилятора — в данном случае вентилятор будет всасывающим, в обратном случае — нагнетающим. Практикуемое часто разделение вентиляторов по названиям путем особого наименования всасывающего вентилятора „эксгаустором“ является по вышеуказанным причинам излишним. Строгое разделение этих обоих родов все равно невозможно, так как бывают вентиляторы, которые и всасывают и нагнетают.

Лучшая группировка, которую делают большинство фирм вырабатывающих вентиляторы, заключается в разделении

вентиляторов по высоте производимого ими давления. При этом следует различать:

1. Вентиляторы низкого давления, для давлений приблизительно от 6 до 100 мм водяного столба.
2. Вентиляторы среднего давления, для давлений приблизительно от 100 до 200 мм водяного столба.
3. Вентиляторы высокого давления, для давлений приблизительно от 200 до 500 мм водяного столба и выше.

Эти границы определены приблизительно и у разных фирм они бывают различны.

II. УРАВНЕНИЯ СОСТОЯНИЯ ГАЗОВ. СВОЙСТВА ВОЗДУХА.

Свойства воздуха и других газов, а также их изменение при различных температурах, давлениях и содержаниях влажности, имеют большое значение для конструкции вентилятора, потому ниже приводятся вкратце важнейшие отношения, поскольку они связаны с расчетами производительности вентиляторов. Более глубокая разработка этого вопроса заходила бы за пределы цели настоящего труда. Кто желает изучить его глубже, тому рекомендуется обратиться к соответствующей литературе.

1. Состав воздуха.

Воздух есть химическая смесь нескольких газов и его состав приблизительно следующий:

Таблица 1 (по „Hütte“).

Наименование.	Химические знаки.	Весовые доли.	Доли объема.
Кислород	O_2	0,231	0,2090 ∞ 21%
Азот	N_2	0,7555	0,7813
Аргон	A	0,013	0,0094 ∞ 79%
Углекислота	CO_2	0,0005	0,0003

2. Уравнения состояния и законы уравнений состояния газов.

Итак, воздух есть газ, а потому он подчиняется общим законам о газах. Обозначим:

P = абсолютное давление,

v = удельный объем в куб. м одного кг газа при 0°C . и 760 мм ртутного столба,

$\gamma = \frac{1}{v}$ = удельный вес в кг/м^3 (для сухого воздуха при 0°C . и 760 мм ртутного столба $\gamma = 1,2932 \text{ кг/м}^3$),

R = газовая постоянная (const.) газа; сравни параграф 6-й настоящей главы. (Для сухого воздуха $R = 29,27$),

t = данная температура в $^\circ\text{C}$.,

T = абсолютная температура в $^\circ\text{C}$. = $273 + t$,

V = объем газа в м^3 ;

тогда получается так называемое „Уравнение состояния“ для газа:

$$P \cdot v = \frac{P}{\gamma} = R \cdot T \quad \dots \dots \dots (1)$$

Это уравнение вытекает из нижеследующих законов:

а) Закон Бойля (Мариотта). При постоянной температуре T удельный вес газа γ прямо пропорционален абсолютному давлению P и обратно пропорционален объему. Давление и объем также обратно пропорциональны. Итак

$$\frac{\gamma_1}{\gamma_2} = \frac{P_1}{P_2} = \frac{v_2}{v_1} = \frac{V_2}{V_1} \quad \dots \dots \dots (2)$$

Отсюда получается:

$$\gamma_1 = \gamma_2 \frac{P_1}{P_2} \text{ или } \gamma_2 = \gamma_1 \frac{P_2}{P_1} \text{ и т. д.}$$

Пример 1. Воздух средней влажности при температуре помещения в 10°C . и при барометрической высоте в 750 мм ртутного столба имеет удельный вес $\gamma = 1,228$.

Как будет велик удельный вес при той же температуре, но при барометрической высоте в 720 мм ртутного столба?

Решение: Данные величины состояния, согласно уравнения (2) будут:

$$\gamma_1 = 1,228; \quad P_1 = 750 \text{ мм рт. ст.}$$

и

$$P_2 = 720 \text{ мм рт. ст.}$$

(Барометрическая высота показывает абсолютное давление). Тогда имеем:

$$\gamma_2 = \gamma_1 \frac{P_2}{P_1} = 1,228 \frac{720}{750} = \approx 1,178 \text{ кг/м}^3.$$

б) Закон Гей-Люссака. При постоянном давлении P удельный вес газа γ обратно пропорционален абсолютной температуре T и также обратно пропорционален объему.

Температура и объем—прямо пропорциональны.

Итак:

$$\boxed{\frac{\gamma_1}{\gamma_2} = \frac{T_2}{T_1} = \frac{v_2}{v_1} = \frac{V_2}{V_1} \dots \dots \dots (3)}$$

Отсюда получаем:

$$\gamma_1 = \gamma_2 \frac{T_2}{T_1} \text{ или } \gamma_2 = \gamma_1 \frac{T_1}{T_2} \text{ и т. д.}$$

Пример 2. Сухой воздух при 760 мм рт. столба и при 0° С. температуры помещения имеет удельный вес в $\gamma = 1,293 \text{ кг/м}^3$. Как будет велик удельный вес при 30° С. и при том же давлении?

Решение:

$$\gamma_2 = \gamma_1 \frac{T_1}{T_2} = 1,293 \frac{273 + 0}{273 + 30} = \approx 1,165 \text{ кг/м}^3.$$

с) Соединенный закон Бойля (Мариотта)—Гей-Люссака. Если принять во внимание зависимость состояния газа, помимо изменения давления, также и от изменения температуры, то отношение уравнения (2) будет на $\frac{T_2}{T_1}$ более, чем при одном влиянии давления; таким образом:

$$\boxed{\frac{\gamma_1}{\gamma_2} = \frac{P_1 \cdot T_2}{P_2 \cdot T_1} \dots \dots \dots (4)}$$

а потому:

$$\gamma_2 = \gamma_1 \cdot \frac{P_2 \cdot T_1}{P_1 \cdot T_2} \text{ и т. д.}$$

В дальнейшем, принимая во внимание, что $\gamma = \frac{1}{v}$, получается:

$$\boxed{\frac{v_1}{v_2} = \frac{P_2}{P_1} \cdot \frac{T_1}{T_2}} \text{ или } \boxed{\frac{V_1}{V_2} = \frac{P_2}{P_1} \cdot \frac{T_1}{T_2}} \dots \dots \dots (5)$$

и отсюда:

$$v_2 = v_1 \frac{P_1 \cdot T_2}{P_2 \cdot T_1} \text{ или } V_2 = V_1 \frac{P_1 \cdot T_2}{P_2 \cdot T_1}$$

Пример 3. Воздух средней влажности в 15°C. при барометрическом давлении в 740 мм ртутного столба имеет удельный вес $\gamma_1 = 1,19 \text{ кг/м}^3$. Как будет велик удельный вес при 25° и при 700 мм ртутного столба?

Решение: Согласно уравнению (4):

$$\gamma_2 = \gamma_1 \frac{P_2 \cdot T_1}{P_1 \cdot T_2} = 1,19 \frac{700 (273 + 15)}{740 (273 + 25)} = \approx 1,087 \text{ кг/м}^3.$$

Газы определенной формы не имеют, а рассеиваются в пространстве. Если газ находится в закрытом помещении, то при повышении температуры повышается и давление. В свободном (незакрытом) помещении при повышении температуры газ распространяется, его объем становится больше, в то время как удельный вес становится меньше в соответствии с отношением $\frac{V_1}{V_2} = \frac{\gamma_2}{\gamma_1}$ согласно уравнению (2). Однако состояние газа остается в равновесии, а именно:

$$\boxed{P \cdot v = \frac{P}{\gamma} = \text{const.}} \dots \dots \dots (6)$$

Этот закон вытекает из уравнения (2) следующим образом:

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{v_2}{v_1}.$$

Поэтому:

$$P_1 \cdot v_1 = P_2 \cdot v_2,$$

и таким образом:

$$P \cdot v = \text{const.}$$

Соответственно

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{\gamma_1}{\gamma_2},$$

отсюда

$$\frac{P_1}{\gamma_1} = \frac{P_2}{\gamma_2},$$

и следовательно

$$\frac{P}{\gamma} = \text{const.}$$

Этим объясняется также обратная пропорциональность отношений (2) и (3).

3. Коэффициент объемного расширения.

Путем тщательных исследований, установлено, что все газы при повышении температуры с 0°C. на 1°C. расширяются равномерно на $\frac{1}{273}$ своего объема. Этот коэффициент объемного расширения обозначается в большинстве случаев знаком α :

$$\alpha = \frac{1}{273} = 0,00367.$$

Поэтому объем газа при увеличенной на t° температуре выразится:

$$V = 1 + \alpha t \quad \dots \dots \dots (7)$$

Увеличение объема происходит по мере повышения температуры, так что при нагревании с t_1° на $t_2^\circ \text{C.}$ соответствующие величины объема V_1 и V_2 или v_1 и v_2 будут пропорциональны абсолютным температурам T_1 и T_2 :

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{T_1}{T_2} = \frac{1 + \alpha t_1}{1 + \alpha t_2} \quad \dots \dots \dots (8)$$

Отсюда определяется изменившийся объем V_2 при изменившейся температуре:

$$V_2 = V_1 \frac{1 + \alpha t_2}{1 + \alpha t_1} = V_1 \frac{T_2}{T_1} \quad \dots \dots \dots (9)$$

Пример 4. Газ занимает при $t_1 = 10^\circ \text{C}$. объем в $V_1 = 4 \text{ м}^3$. Как велик будет объем при 25°C ?

Решение: По уравнению (9):

$$V_2 = V_1 \frac{1 + \alpha t_2}{1 + \alpha t_1} = 4 \cdot \frac{1 + 0,00367 \cdot 25}{1 + 0,00367 \cdot 10} = \approx 4,22 \text{ м}^3.$$

Такой же результат получится, если вставить в уравнение абсолютные температуры T_1 и T_2 согласно уравнению (3):

$$V_2 = V_1 \frac{T_2}{T_1} = 4 \cdot \frac{273 + 25}{273 + 10} = \approx 4,22 \text{ м}^3.$$

Как видно из уравнения (9), между абсолютной температурой T и коэффициентом объемного расширения α существует определенная связь, которая может быть объяснена следующим образом.

На основании гипотезы молекулярного движения под понятием тепла разумеют движение молекул какого-либо тела. Чем теплее тело, тем интенсивнее движение и стремление отдельных молекул к распространению. Если тело находится в свободном для распространения помещении, то молекулярное движение выражается в увеличении объема тела, — в другом случае, как например, при газах, находящихся в плотно закрытом со всех сторон сосуде, в котором распространение не представляется возможным, — молекулярное движение обнаруживается в увеличении давления. В соответствии с упомянутым коэффициентом объемного расширения равным $\frac{1}{273}$, на каковой увеличивается объем газа в свободном помещении при повышении температуры на 1°C . или соответственно уменьшается при падении температуры на 1°C . — молекулярное движение при абсолютной температуре в 273°C . ниже нуля прекратилось бы совершенно. Тело в таком состоянии не имело бы вообще никакого „тепла“ и действие давления также прекратилось бы.

4. Сухой воздух (давление воздуха, барометрическая высота, удельный вес).

Технической единицей для измерения давления газа является атмосфера (*at.*), которая соответствует величине давления одного кг на один см^2 . Для измерения давления

воздуха, так называемого „атмосферного давления“, измерительной единицей берется давление ртутного столба (рт. ст., который барометром измеряется в мм), часто также—давление водяного столба (вод. ст.—измеряется в мм) или воздушного столба (возд. ст.—измеряется в м).

Удельный вес воды при 4°C . $\gamma_w = 1,0$. При этом водяной столб в 1 м высоты и в 1 м^2 в основании весит 1000 кг.

Поэтому: 1 м вод. ст. = 1000 мм вод. ст. = 1000 кг/м².

10 м вод. ст. = 10000 мм вод. ст. = 10000 кг/м².

Таким образом: 1 at. или 1 кг/см² = 100 · 100 = 10000 кг/м² = 10.000 мм водяного столба.

Это давление называют новой или технической атмосферой, а также метрической атмосферой.

Удельный вес газа определяется в отношении к кубическому метру. Обозначим γ_i удельный вес воздуха,—в таком случае 1 м³ воздуха весит = γ_i кг или, другими словами, воздушный столб в 1 м высоты и в 1 м^2 в основании весит γ_i кг. Отсюда:

1 м возд. ст. = γ_i кг/м² = γ_i мм вод. столба.

Перевод метров воздушного столба на мм водяного столба производится путем простого умножения воздушного столба в м на соответствующий ему удельный вес воздуха γ_i , поэтому:

$x \cdot \text{м возд. ст.} = x \cdot \gamma_i \text{ мм вод. столба.}$

Таким образом, например, 80 м возд. ст. с удельным весом воздуха в $\gamma_i = 1,2$ кг/м³ соответствуют водяному столбу $80 \cdot 1,2 = 96$ мм.

Удельный вес ртути при 0°C измеряется отношением к воде в 4°C . и равняется

$\gamma_Q = 13,59545$ кг, т.-е. в 13,59545 раз тяжелее воды.

Отсюда следует: 1 мм рт. ст. = 13,59545 мм вод. ст. = 13,59545 кг/м² 1).

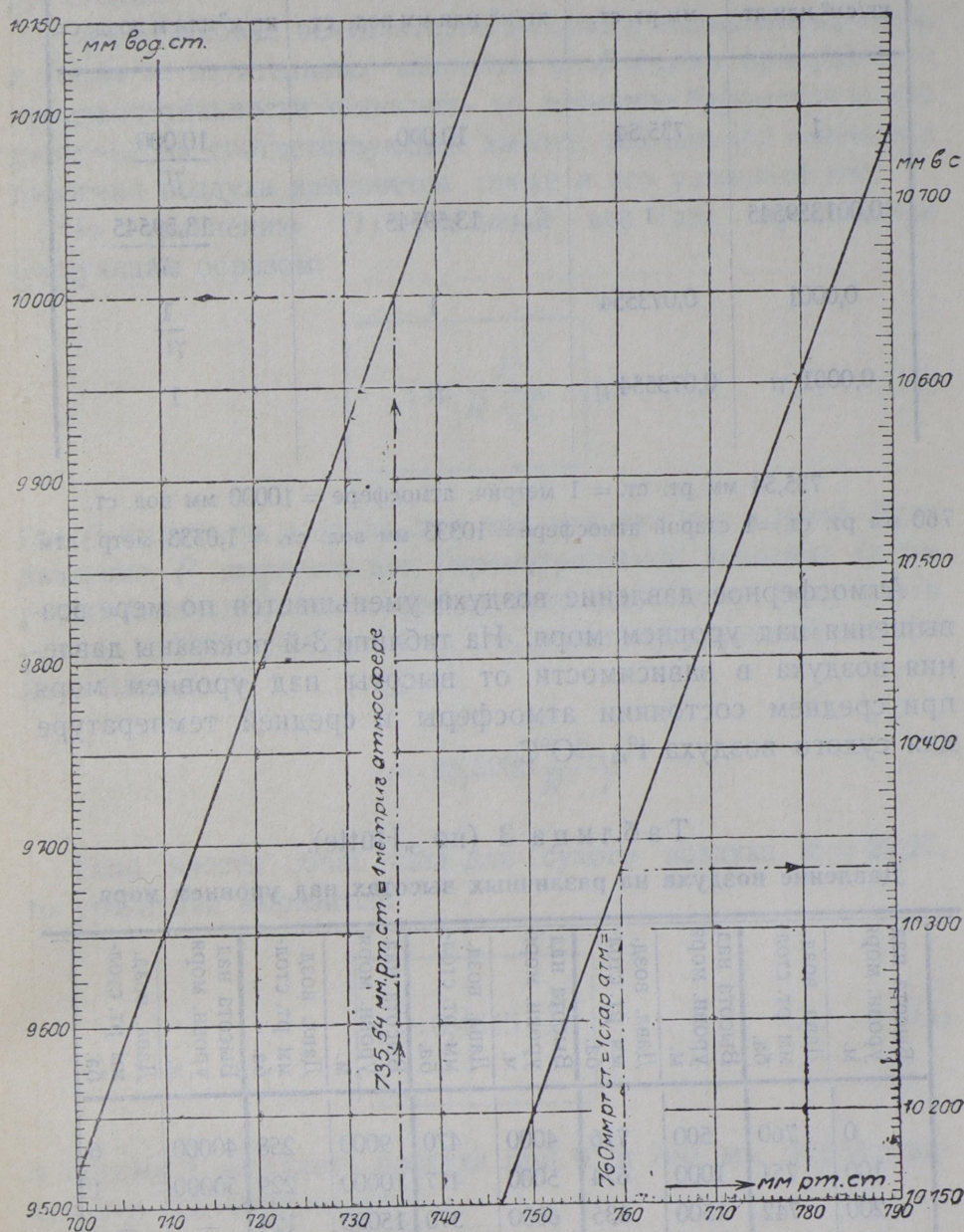
1 at. = 10000 мм вод. ст. = $\frac{10000}{13,59545} = 735,54$ мм рт. ст.

Атмосферное давление воздуха измеряется барометром в мм рт. ст.

Это давление на уровня моря при сухом воздухе и при средней географической широте выражается: 760 мм

¹⁾ Перевод ртутного столба в мм вод. столба см. фиг. 3.

рт. ст. = 1,0333 ат = 10333 мм вод. столба. Это давление называется старой или физической атмосферой.



Фиг. 3. Перевод барометрического давления в мм рт. ст. при 0° С. в мм вод. ст. при 4° С.

Нижеследующая таблица 2-я показывает зависимость между собой различных высот давления.

Таблица 2.

кг/см ² или ат.	мм рт. ст.	кг/м ³ или мм вод. ст.	кг/м ³ или м возд. ст.
1	735,54	10.000	$\frac{10.000}{\gamma_l}$
0,001359545	1	13,59545	$\frac{13,59545}{\gamma_l}$
0,0001	0,073554	1	$\frac{1}{\gamma_l}$
0,0001 γ_l	0,073554 γ_l	γ_l	1

735,54 мм рт. ст. = 1 метрич. атмосфере = 10000 мм вод. ст.

760 мм рт. ст. = 1 старой атмосфере = 10333 мм вод. ст. = 1,0333 метр. атм.

Атмосферное давление воздуха уменьшается по мере возвышения над уровнем моря. На таблице 3-й показаны давления воздуха в зависимости от высоты над уровнем моря при среднем состоянии атмосферы и средней температуре для сухого воздуха $t_m^o = 0^o\text{C}$.

Таблица 3 (по „Hütte“).

Давление воздуха на различных высотах над уровнем моря.

Высота над уровн. моря м.	Давл. возд. мм рт. стол. ба.	Высота над уровн. моря м.	Давл. возд. мм рт. стол. ба.	Высота над уровн. моря м.	Давл. возд. мм рт. стол. ба.	Высота над уровн. моря м.	Давл. возд. мм рт. стол. ба.	Высота над уровн. моря м.	Давл. возд. мм рт. стол. ба.
0	760	500	716	4000	470	9000	258	40000	6
100	751	1000	674	5000	417	10000	229	50000	1
200	742	1500	635	6000	370	15000	124	—	—
300	733	2000	598	7000	328	20000	68	—	—
400	724	3000	530	8000	291	30000	20	—	—

Давление воздуха кроме того зависит еще от содержания влаги в воздухе. Поэтому указанные в таблице 3-й вели-

чины изменяются в пределах $\pm 5\frac{1}{4}\%$, так что на высоте уровня моря давление колеблется между 720 и 800 мм рт. столба.

При установке вентиляторов в горах и в высоких зданиях, а также на летательных машинах необходимо при расчете производительности принимать во внимание барометрическое давление на соответствующей высоте, так как при изменении давления воздуха изменяется также и его удельный вес.

По уравнению (1) удельный вес газа определяется следующим образом:

$$\gamma = \frac{P}{R \cdot T} \dots \dots \dots (10)$$

где P выражено в кг/м^2 или мм вод. ст. и γ в кг/м^3 . Если давление P выразить как барометрическое давление (в мм ртутного столба), то соответственно удельному весу ртути $\gamma_Q = 13,5955$, P будет $= \gamma_Q \cdot b$, а потому удельный вес сухого воздуха $=$

$$\gamma = 13,5955 \frac{b}{R \cdot T}$$

Если ввести const. газа для сухого воздуха $R = 29,27$, то уравнение выразится:

$$\gamma = 0,4645 \frac{b}{T} \dots \dots \dots (11)$$

а потому 1 м^3 сухого воздуха при 0° и 760 мм барометрического давления весит:

$$\gamma_{0/760} = 0,4645 \frac{760}{273} = 1,2932 \text{ кг/м}^3.$$

В таблице 4-й приведены удельные веса сухого воздуха при 760 мм рт. столба в зависимости от температуры.

Таблица 4.

Удельные веса воздуха при 760 мм рт. столба и различных температурах.

1 Темп. t° °C	Сухой воздух.			Насыщенный воздух.		
	Удельный вес γ' кг/м³	1 м³ с температурой t° занимает при 0° $(1 + \alpha t)$ м³	1 м³ с температурой t° занимает при 0° $\left(\frac{1}{1 + \alpha t}\right)$ м³	Удельный вес γ'' кг/м³	Вес содержащегося в одном м³ водяного пара г	сухого воздуха. г
-20	1,396	0,9267	1,079	1,396	1,00	1395
19	390	9304	075	1,390	1,09	1389
18	385	9341	071	1,385	1,18	1384
17	379	9377	066	1,379	1,28	1378
16	374	9414	062	1,374	1,38	1373
15	1,368	0,9451	1,058	1,368	1,50	1366,5
14	363	9487	054	1,363	1,63	1361,5
13	358	9524	050	1,358	1,76	1356
12	353	9560	046	1,353	1,90	1351
11	347	9567	042	1,347	2,06	1345
10	1,342	0,9634	1,038	1,342	2,22	1340
9	337	9670	034	1,337	2,39	1334,5
8	332	9707	030	1,332	2,58	1329
7	327	9744	026	1,327	2,78	1324
6	322	9780	022	1,321	3,01	1318
5	1,317	0,9817	1,019	1,316	3,26	1313
4	312	9853	015	1,3115	3,55	1308
3	307	9890	011	1,306	3,82	1302,5
2	303	9927	007	1,301	4,10	1297
-1	298	9963	004	1,296	4,40	1292
0	1,293	1,000	1,000	1,292	4,74	1287
+1	1,288	1,0037	0,9964	1,2865	5,05	1281,5
2	284	0073	9927	1,281	5,41	1276
3	279	0110	9891	1,277	5,81	1271
4	274	0147	9856	1,272	6,21	1266,5
5	270	0183	9820	1,267	6,67	1260
6	1,265	1,0220	0,9785	1,262	7,09	1255
7	261	0256	9750	1,2575	7,58	1250
8	256	0293	9715	1,252	8,13	1244
9	252	0330	9681	1,248	8,62	1239
10	247	0366	9647	1,243	9,40	1234
11	1,243	1,0403	0,9613	1,2385	10,03	1228,5
12	239	0440	9579	1,234	10,67	1223
13	234	0476	9545	1,229	11,38	1217,5
14	230	0513	9512	1,224	12,05	1212
15	226	0549	9479	1,219	12,83	1206,5

1 Темп. t° °C	Сухой воздух.			Насыщенный воздух.		
	Удельный вес γ' кг/м³	1 м³ с температурой t° занимает при 0° $(1 + \alpha t)$ м³	1 м³ с температурой t° занимает при 0° $\frac{1}{1 + \alpha t}$ м³	Удельный вес γ'' кг/м³	Вес содержащегося в одном м³ водяного пара г	сухого воздуха. г
16	1,221	1,0586	0,9446	1,215	13,66	1201
17	217	0623	9414	1,210	14,49	1195,5
18	213	0659	9381	1,205	16,36	1190
19	209	0696	9349	1,201	16,29	1184,5
20	205	0733	9317	1,196	17,3	1179
+21	1,201	1,0769	0,9286	1,190	18,3	1172
22	197	0806	9254	1,185	19,4	1166
23	192	0843	9223	1,181	20,6	1160
24	188	0879	9192	1,176	21,8	1154
25	184	0916	9161	1,171	23,0	1148
26	1,180	1,0952	0,9130	1,166	24,4	1142
27	177	0989	9100	1,162	25,8	1136
28	173	1026	9070	1,157	27,2	1130
29	169	1062	9040	1,152	28,7	1123,5
30	165	1099	9010	1,148	30,4	1117,5
31	1,161	1,1136	0,8980	1,1425	32,0	1110,5
32	157	1172	8951	1,137	33,8	1103
33	153	1209	8922	1,132	35,7	1096
34	150	1245	8892	1,127	37,6	1089
35	146	1282	8864	1,122	39,6	1082
36	1,142	1,1319	0,8835	1,117	41,8	1075
37	139	1355	8806	1,112	44,0	1068
38	135	1392	8778	1,107	46,3	1061
39	132	1429	8750	1,103	48,8	1054
40	128	1465	8722	1,098	51,2	1047
41	1,124	1,1502	0,8694	1,093	53,8	1039
42	121	1538	8667	1,087	56,5	1030,5
43	117	1575	8639	1,0815	59,5	1022
44	114	1612	8612	1,0765	62,5	1014
45	110	648	8585	1,0715	65,5	1006
46	1,107	1,1685	0,8558	1,0655	68,5	997
47	103	1722	8531	1,060	71,9	988
48	100	1758	8505	1,055	75,8	979
49	096	1795	8478	1,049	79,4	970
50	093	1832	8452	1,044	83,2	961
51	1,090	1,1868	0,8426			
52	086	1905	8400			
53	083	1941	8374			
54	080	1978	8349			
55	076	2015	8323	1,015	104,37	910,5

1	2	3	4	5	6	7
Темп. t° $^{\circ}\text{C}$	Сухой воздух.			Насыщенный воздух.		
	Удель- ный вес γ	1 м ³ с темп. занимает при t° (1 + αt).	1 м ³ с темп. занимает при 0° $\frac{1}{1 + \alpha t}$	Удельный вес γ''	Вес содержащегося в одном м ³	
	кг/м ³	м ³	м ³	кг/м ³	водяного пара г	сухого воздуха. г
56	1,073	1,2051	0,8298			
57	070	2088	8273			
58	067	2125	8248			
59	063	2161	8223			
60	060	2198	8198	0,983	130,26	853
+65	1,044	1,2381	0,8077	0,949	161,3	788
70	029	2564	7959	0,912	198,2	714
75	014	2747	7845	0,8725	242,5	630
80	1,000	2930	7734	0,827	293,8	533
85	0,986	3114	7626	0,777	352,7	424
90	0,973	1,3297	0,7521	0,722	421,9	300
95	959	3480	7418	0,6635	503,0	160,5
100	946	3663	7319	0,597	597,4	0
105	933	3846	7222			
110	921	4029	7128			
115	0,909	1,4212	0,7036			
120	898	4396	6947			
125	886	4579	6859			
130	875	4962	6774			
135	865	4745	6691			
140	0,854	1,5128	0,6610			
145	844	5311	6531			
150	834	5495	6454			
155	824	5678	6379			
160	815	5861	6305			
165	0,805	1,6044	0,6233			
170	796	6227	6163			
175	787	6410	6094			
180	779	6593	6026			
185	770	6777	5961			
190	0,762	1,6960	0,5896			
195	754	7143	5833			
200	746	7326	5772			

5. Влажный воздух.

На удельный вес воздуха влияет еще содержание в нем влаги (водяного пара). Влажность определяется посредством гигрометров, которые, однако, в общем не дают точных и достоверных показаний.

Самые распространенные из них следующие:

1. Гигрометр Даниэля.
2. Психрометр по Августу.
3. Психрометр по Ассману.
4. Волосяной гигрометр (особенно ненадежный).

а) Степень влажности воздуха.

Сухой воздух имеет возможность воспринимать до известной степени водяной пар, количество которого находится в исключительной зависимости от температуры и не зависит от давления. В зависимости от степени влажности различают:

1. Сухой воздух: без всякого содержания водяного пара.
2. Ненасыщенный воздух: с некоторым количеством сухого водяного пара; способность дальнейшего восприятия водяного пара, однако, еще не исчерпана.
3. Насыщенный воздух: граница способности восприятия водяного пара достигнута, но воздух при этом еще ясен. Дальнейшее восприятие водяного пара может быть теперь достигнуто только повышением температуры.
4. Перенасыщенный воздух, при котором вследствие падающей температуры водяной пар начинает конденсироваться и отделяться от воздуха. Образуются: туман, тучи и наконец капли. (Переход через точку росы).

б) Давление воздуха и пара.

Влажный воздух, как смесь чистого воздуха с водяным паром, находится по своей форме состояния в зависимости от последнего. При определенной температуре t удельный вес влажного воздуха получается из удельного веса чистого воздуха γ_i и из веса водяного пара γ_a такой же температуры t . В отношении характеристики пара при различных температурах и давлениях произведены теперь детальные опыты, которые приведены в так называемых „паровых таблицах“. (Таблицы Флигнера, Мольте, Шюле, Кноблауха и др.). Ниже следующая таблица 5-я представляет собой извлечение из паровой таблицы „Шюле“, составлена в порядке температур и автором соответственно расширена. Каждой температуре t соответствует в таблице определенный удельный вес γ_s , а также вполне определенное давление сухого пара. Поэтому 1 м³ насыщенного воздуха при $t^{\circ}\text{C}$ максимально может принять только $\gamma_a = \gamma_s$ кг сухого водяного пара той же темпера-

туры t . Если воздух перенасыщен, то при одинаковой температуре часть веса водяного пара $\gamma_d > \gamma_s$, а при ненасыщенном воздухе $\gamma_d < \gamma_s$. Содержание в воздухе некоторого количества сухого водяного пара γ_d называют „абсолютной влажностью“.

По закону Дальтона давление p влажного воздуха также разлагается на парциальные давления: пара p_d и чистого воздуха p_l .

Таким образом:

$$p = p_d + p_l \dots \dots \dots (12).$$

Если температура воздуха известна, как это в большинстве случаев бывает в практике, то давление: пара p_d при насыщенном воздухе равно давлению пара p_s взятому из таблицы 5-й, при той же температуре. В ненасыщенном воздухе $p_d < p_s$ и может быть определено только при помощи гигрометра. Для этой цели пользуются в большинстве случаев психрометром Августа, который состоит из двух совершенно одинаковых рядом стоящих термометров. На ртутный шарик одного термометра накладывается мокрая кисея и, в соответствии с интенсивностью испарения, этот термометр показывает более низкую температуру, чем другой. Из разницы обеих температур при помощи приведенных здесь таблиц определяется степень влажности и давление пара p_d .

Приблизительно можно принять:

$$p_d = p_s - \frac{1}{2} \tau \frac{b}{755} \dots \dots \dots (13).$$

Здесь обозначают:

p_s = упругость насыщенного пара при температуре увлажненного термометра по таблице 5-й.

b = барометрическое давление в мм ртутного столба.

τ = разница температур обоих термометров.

с) Удельный вес влажного воздуха.

Влажность воздуха определяется отношением:

$$\varphi = \frac{\gamma_d}{\gamma_s} \dots \dots \dots (14).$$

Величины состояния сухого насыщенного пара.

Таблица 5 (по Шюле).

1	2	3	4	5
Температура сухого пара (или температура воздуха) t °C	Давление сухого насыщенного пара p_s		Удельный объем сухого пара v_s в м ³ /кг.	Удельный вес сухого пара γ_s в кг/м ³
	в абс. атм.	в мм рт. ст.		
— 20	0,001 305	0,960	995	0,001 00
19	0,001 419 4	1,044	920	0,001 09
18	0,001 543	1,135	848	0,001 18
17	0,001 676	1,233	782	0,001 28
16	0,001 819	1,338	722	0,001 38
15	0,001 973	1,451	667	0,001 50
14	0,002 138 6	1,573	615	0,001 63
13	0,002 418	1,705	568	0,001 76
12	0,002 509 7	1,846	526	0,001 90
11	0,002 715	1,997	486	0,002 06
10	0,002 935	2,159	451	0,002 22
9	0,003 174 5	2,335	418	0,002 39
8	0,003 427 5	2,521	388	0,002 58
7	0,003 701	2,722	359	0,002 78
6	0,003 994	2,937	332	0,003 01
5	0,004 306	3,167	307	0,003 26
4	0,004 640	3,413	282	0,003 55
3	0,004 999	3,677	262	0,003 82
2	0,005 381	3,958	244	0,004 10
— 1	0,005 789	4,258	227	0,004 40
0	0,006 225	4,579	211	0,004 74
+ 1	0,006 690	4,921	198	0,005 05
2	0,007 186 6	5,286	185	0,005 41
3	0,007 715 5	5,675	172	0,005 81
4	0,008 277	6,088	161	0,006 21
5	0,008 876	6,528	150	0,006 67
6	0,009 513	6,997	141	0,007 09
7	0,010 19	7,494	132	0,007 58
8	0,010 908	8,023	123	0,008 13
9	0,011 67	8,584	116	0,008 62
10	0,012 5	9,21	106,4	0,009 40
11	0,013 4	9,84	99,7	0,010 03
12	0,014 3	10,52	93,7	0,010 67
13	0,015 3	11,23	87,9	0,011 38
14	0,016 3	11,99	83,0	0,012 05
15	0,017 4	12,79	77,95	0,012 83

1 Температура сухого пара (или температура воздуха) $t^{\circ}\text{C}$	2 Давление сухого насыщенного пара p_s		4 Удельный объем сухого пара v_s в м ³ /кг	5 Удельный вес сухого пара γ_s в кг/м ³
	в абс. атм.	в мм рт. ст.		
+ 16	0,018 6	13,64	73,2	0,013 66
17	0,019 7	14,5	69,0	0,014 49
18	0,021 1	15,5	65,1	0,015 36
19	0,022 4	16,5	61,4	0,016 29
20	0,023 8	17,5	57,8	0,017 3
21	0,025 4	18,65	54,5	0,018 3
22	0,027 0	19,8	51,4	0,019 4
23	0,028 7	21,1	48,6	0,020 6
24	0,030 5	22,4	45,9	0,021 8
25	0,032 4	23,8	43,4	0,023 0
26	0,034 3	25,2	41,0	0,024 4
27	0,036 3	26,7	38,8	0,025 8
28	0,038 6	28,35	36,8	0,027 2
29	0,040 8	30,05	34,8	0,028 7
30	0,043 2	31,8	32,9	0,030 4
31	0,045 8	33,7	31,2	0,032 0
32	0,048 6	35,7	29,6	0,033 8
33	0,051 3	37,7	28,0	0,035 7
34	0,054 3	39,9	26,6	0,037 6
35	0,057 3	42,2	25,2	0,039 6
36	0,060 6	44,6	23,9	0,041 8
37	0,064 1	47,1	22,7	0,044 0
38	0,067 6	49,7	21,6	0,046 3
39	0,071 5	52,5	20,5	0,048 8
40	0,075 2	55,3	19,5	0,051 2
41	0,079 5	58,4	18,6	0,053 8
42	0,083 6	61,5	17,7	0,056 5
43	0,088 2	64,8	16,8	0,059 5
44	0,093 0	68,3	16,0	0,062 5
45	0,097 8	71,9	15,3	0,065 5
46	0,103	75,7	14,6	0,068 5
47	0,108	79,6	13,9	0,071 9
48	0,114	83,7	13,2	0,075 8
49	0,120	88,05	12,6	0,079 4
50	0,126	92,5	12,02	0,083 2
55	0,160 2	117,7	9,581	0,104 37
60	0,202 8	149,2	7,677	0,130 26
65	0,254 7	187,4	6,200	0,161 29
70	0,317 5	233,5	5,046	0,198 2
75	0,392 9	288,8	4,123	0,242 5

1 Температура сухого пара (или температура воздуха) $t^{\circ}\text{C}$	2 Давление сухого насыщенного пара p_s		4 Удельный объем сухого пара v_s в м ³ /кг	5 Удельный вес сухого пара γ_s в кг/м ³
	в абс. атм.	в мм рт. ст.		
+ 80	0,482 7	355	3,406	0,293 6
85	0,589 3	433,5	2,835	0,352 7
90	0,714 8	525,5	2,370	0,421 9
95	0,861 9	633	1,988	0,503 0
100	1,033 3	760	1,674	0,597 4
105	1,231 9	905	1,420	0,704 2
110	1,460 8	1074	1,210	0,826 4
115	1,723 7	1268	1,030	0,970 9
120	2,024 2	1490	0,891	1,122
125	2,366 2	1741	0,771	1,297
130	2,753 8	2022	0,668	1,497
135	3,191 4	2346	0,581	1,721
140	3,683 5	2712	0,508	1,968
145	4,235 2	3117	0,446	2,242
150	4,851 7	3570	0,392 6	2,547
155	5,537 3	4080	0,347 0	2,882
160	6,298 6	4630	0,307 4	3,253
165	7,141 4	5250	0,272 5	3,670

Здесь обозначают:

γ_d = вес сухого водяного пара, содержащегося в 1 м³ влажного воздуха.

γ_s = вес сухого водяного пара, содержащегося (по таблице 5-й) в 1 м³ насыщенного воздуха.

Эта величина φ , так называемая „относительная влажность“, представляет собою отношение имеющейся действительной абсолютной влажности к абсолютной влажности насыщенного воздуха.

При сухом воздухе имеем: $\gamma_d = 0$,

поэтому также: $\varphi = \frac{0}{\gamma_s} = 0$.

При насыщенном воздухе имеем: $\gamma_d = \gamma_s$

и поэтому $\varphi = \frac{\gamma_s}{\gamma_s} = 1$.

Итак, относительное содержание влажности φ колеблется в пределах от 0 до 1. Поэтому для воздуха средней влажности, с каковым в производстве вентиляторов при определении производительности, главным образом, и приходится считаться, — вместо сухого воздуха, который в настоящее время часто берется в основание расчета, можно принять $\varphi = 0,5$.

При найденном посредством психрометра давлении пара влажного воздуха p_d и при определенной температуре воздуха t можно на основании уравнения состояния (1) определить относительную влажность φ :

$p_d \cdot v_d = R_d \cdot T$ для ненасыщенного воздуха.
и $p_s \cdot v_s = R_d \cdot T$ для насыщенного воздуха при той же температуре, если v_d и v_s являются удельными объемами для 1 м³ ненасыщенного и насыщенного воздуха. Далее по уравнению, (6), $p \cdot v = \text{const}$, следовательно: $p_d \cdot v_d = p_s \cdot v_s$.

Так как, кроме того, удельные объемы представляют собою обратные величины удельных весов ($v = \frac{1}{\gamma}$), то $v_d = \frac{1}{\gamma_d}$ и $v_s = \frac{1}{\gamma_s}$, а потому

$$\varphi = \frac{\gamma_d}{\gamma_s} = \frac{p_d}{p_s} \dots \dots (15).$$

Здесь p_d определяется посредством психрометра, а p_s на основании известной температуры воздуха берется из таблицы паров 5.

Удельный вес γ_d сухого водяного пара, содержащегося в ненасыщенном воздухе, можно вывести из последнего уравнения (15):

$$\gamma_d = \frac{p_d}{p_s} \gamma_s = \varphi \cdot \gamma_s \dots \dots (15a).$$

(Величина γ_s берется по таблице 5)
откуда:

$$p_d = \varphi \cdot p_s \dots \dots (15 b)$$

Давление содержащегося в том же объеме чистого воздуха на основании уравнения (12), выразится:

$$p_l = p - p_d \text{ в мм. рт. ст.} \dots \dots (16)$$

при условии, что p является барометрическим давлением влажного воздуха, приведенным к 0°C . (сравни параграф 5d) и выраженным в мм рт. ст.

Удельный вес сухого воздуха при 0°C и 760 мм рт. ст. найден равным 1,2932 и по уравнению (4) выражается

$$\gamma_1 = \gamma_2 \frac{p_1}{p_2} \cdot \frac{T_2}{T_1}$$

После этого определяется удельный вес γ_i чистого воздуха

$$\gamma_i = 1,2932 \frac{p - p_d}{760} \cdot \frac{273}{273 + t}$$

Затем, из всего этого находится удельный вес влажного воздуха:

$$\gamma = \gamma_d + \gamma_i;$$

так как на основании уравнения (15a) $\gamma_d = \varphi \cdot \gamma_s$, то удельный вес влажного воздуха окончательно выражается следующим образом:

$$\gamma = \varphi \cdot \gamma_s + 1,293 \frac{p - p_d}{760} \cdot \frac{273}{T} \dots \dots \dots (17)$$

или

$$\gamma = \varphi \cdot \gamma_s + 0,465 \frac{p - \varphi p_s}{T} \dots \dots \dots (17a)$$

Приведем еще раз принятые обозначения:

φ = относительная влажность воздуха,

γ_s = удельный вес сухого пара при данной температуре воздуха t согласно таблице 5.

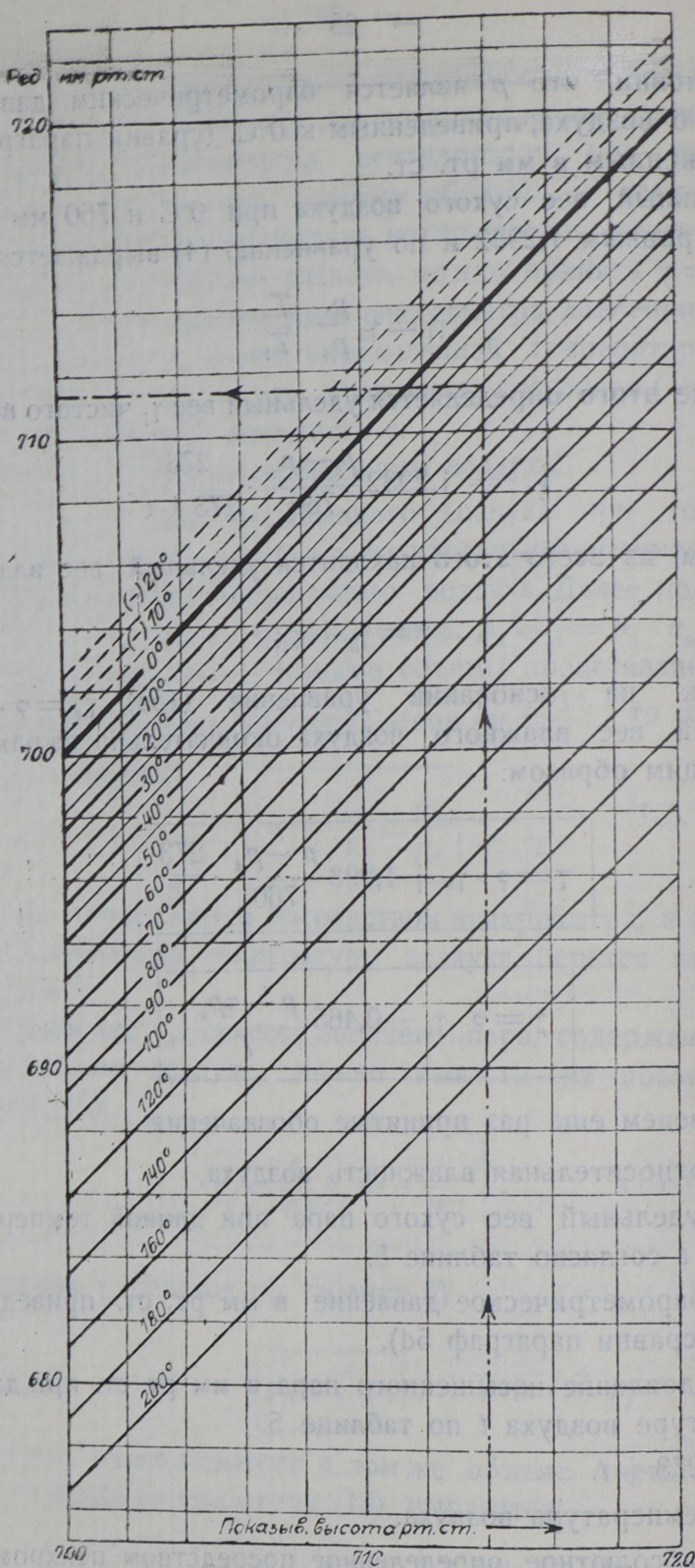
p = барометрическое давление в мм рт. ст. приведенное к 0°C . (сравни параграф 5d).

p_s = давление насыщенного пара в мм рт. ст. при данной температуре воздуха t по таблице 5.

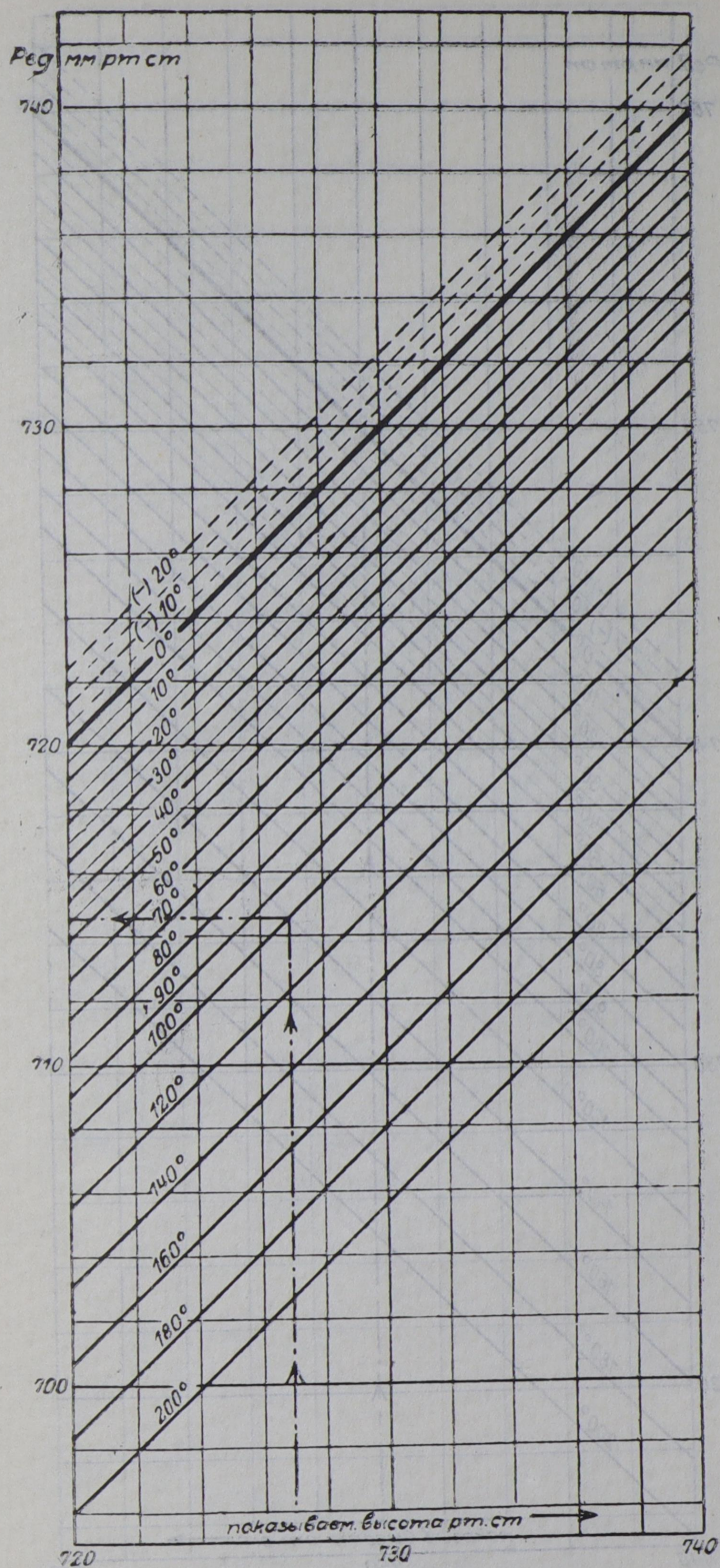
$$T = 273 + t.$$

t = температура воздуха.

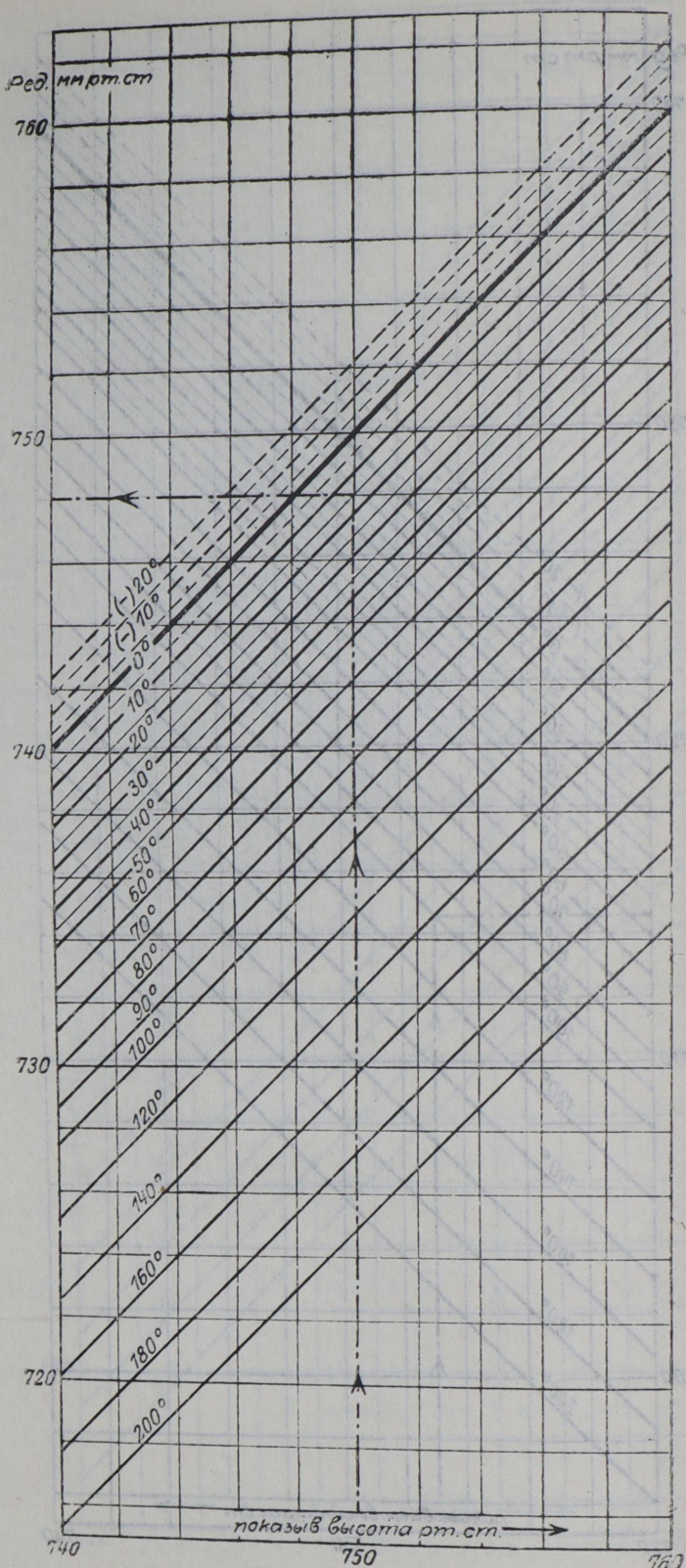
p_d = абсолютное, определенное посредством психрометра, давление пара в мм ртутного столба.



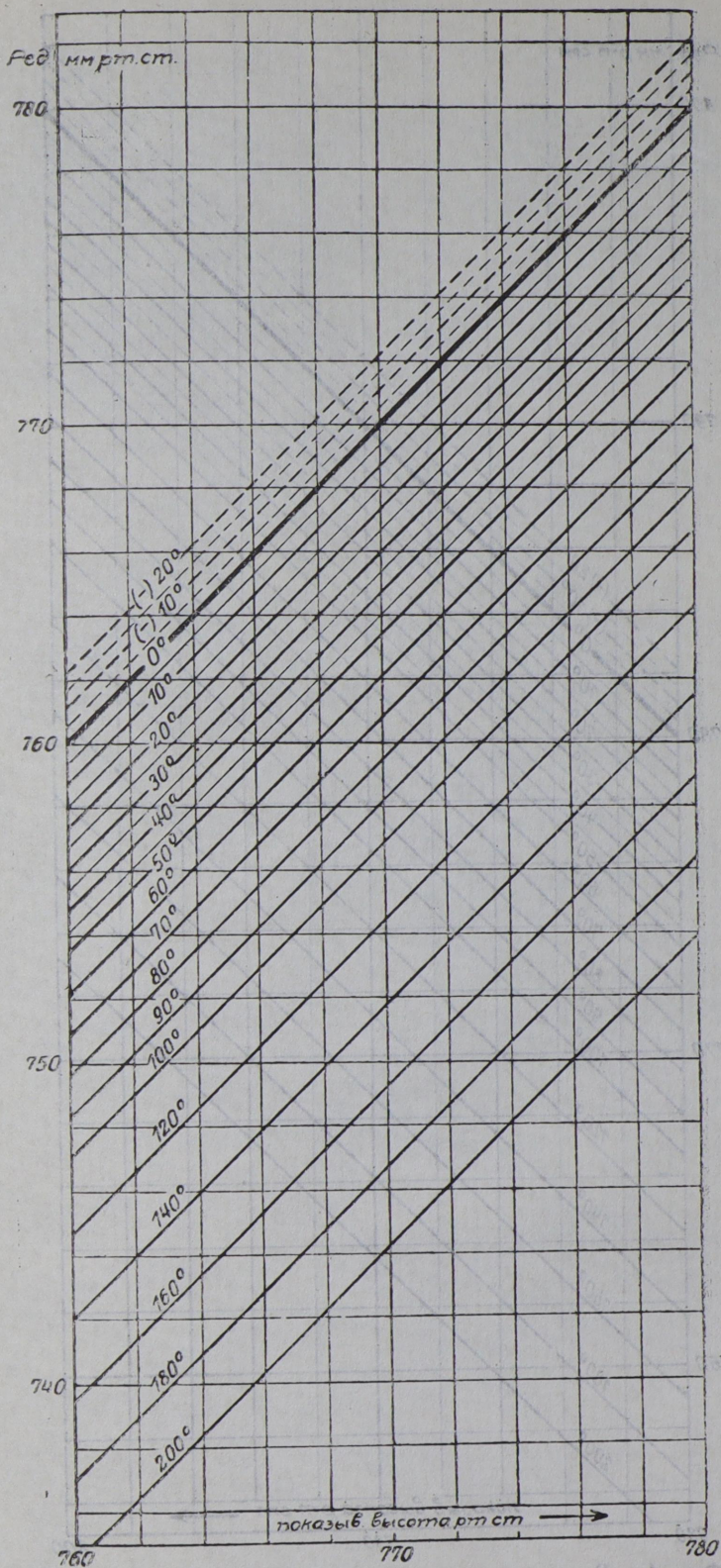
Фиг. 4 а. Редуцирование высоты ртути от 700 до 720 мм, показываемой на стеклянной шкале при $t^{\circ}\text{C}$, на 0°C .



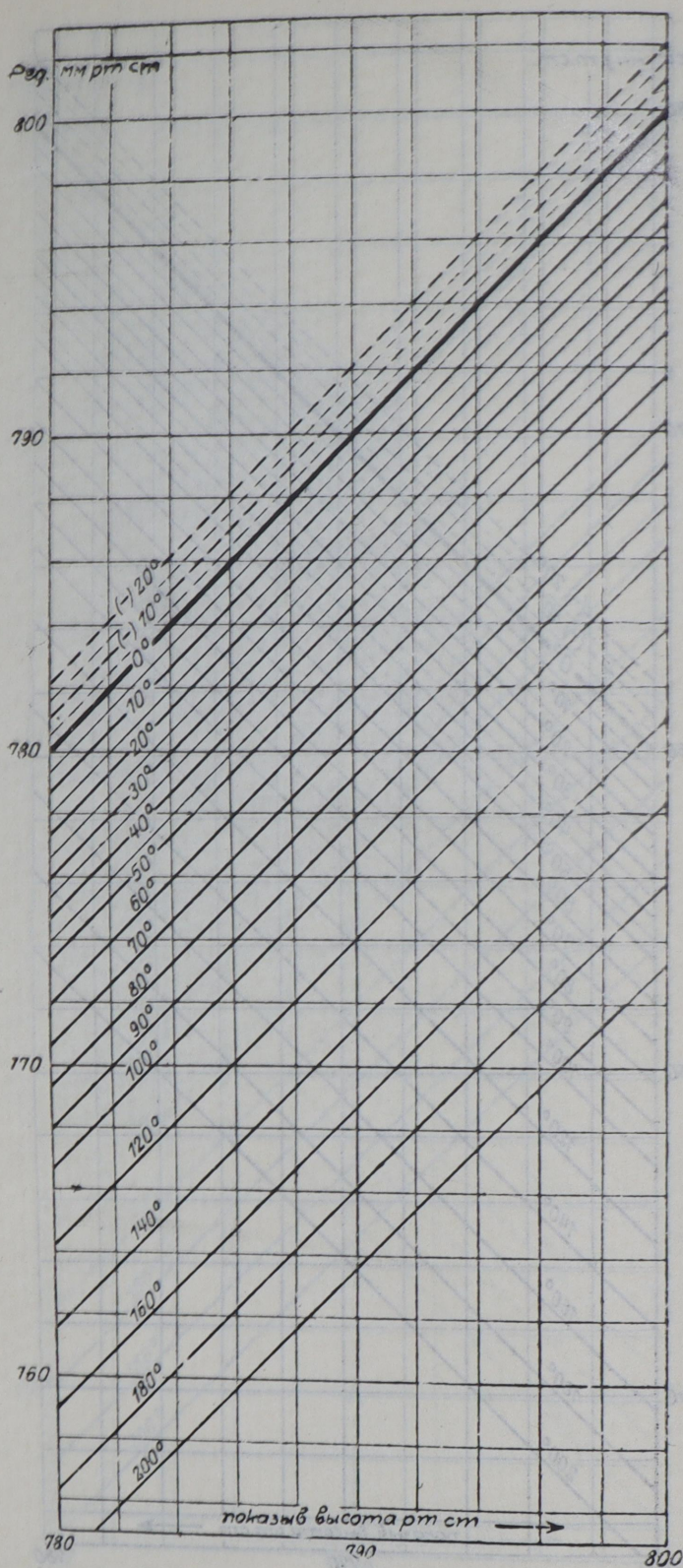
Фиг. 4 б. Редуширование высоты ртути от 720 до 740 мм, показываемой на стеклянной шкале при $t^{\circ}\text{C}$, на 0°C .



Фиг. 4 с. Редуцирование высоты ртути от 740 до 760 мм, показываемой на стеклянной шкале при $t^{\circ}\text{C.}$, на 0°C.



Фиг. 4 d. Редуцирование высоты ртути от 760 до 780 мм, показываемой на стеклянной шкале при $t^{\circ}\text{C}$, на 0°C .



Фиг. 4е. Редуцирование высоты ртути от 780 до 800 мм, показываемой на стеклянной шкале при $t^{\circ}\text{C.}$, на 0°C.

d) Редуцирование (приведение) барометрического давления на 0°C.

В вышеприведенных уравнениях обусловлено, что давление p должно быть приведено к 0°C, а потому показываемые ртутным барометром величины, большей частью, при более высоких температурах должны быть еще редуцированы на 0°C. Удельный вес ртути при 0° = $\approx 13,59455$ с повышением температуры уменьшается. Для исчисления редуцированных давлений Бернштейн дает следующее уравнение:

$$b_0 = \frac{1 + \beta_1 t}{1 + \beta t} \cdot b = \left(1 - \frac{\beta - \beta_1}{1 + \beta t} \cdot t \right) \cdot b \quad \dots (18)$$

Здесь обозначают:

b_0 = редуцированная на 0°C высота ртути,

b = высота ртути при $t^\circ\text{C}$,

t = температура.

$\beta = 0,0001818$ средний коэффициент объемного расширения ртути между 0° и 35°,

$\beta_1 = 0,0000085$ линейный коэффициент расширения стекла при ртутных барометрах со стеклянной шкалой,

$\beta_2 = 0,0000184$ линейный коэффициент расширения желтой меди при ртутных барометрах со шкалой из желтой меди.

Таким образом, уравнение это может быть применено для наиболее употребительных в практике ртутных барометров, снабженных стеклянной или медной шкалой. Механические анероид-барометры (по гречески *aneros* = не влажный), или сухие барометры, мало пригодны для точных, научных целей, так как они должны часто подвергаться калиброванию.

На фиг. от 4-а до 4-е для более удобного нахождения редуцированных барометрических высот, последние приведены для различных температур при барометре со стеклянной шкалой. Величины для барометра с медной шкалой отклоняются от указанных очень незначительно. Начерченные пунктирные линии со стрелками ясно указывают способ применения.

Пример 5. Определение удельного веса влажного воздуха. При температуре воздуха в 15° и при показываемой ртутным барометром с медной шкалой высотой давления в 755 мм

ртутного столба найдено, при помощи психрометра; действительное абсолютное давление пара $p_d = 6,4$ мм ртутного столба. Наибольшая величина абсолютного давления пара при 15°C определяется по таблице 5:

$$p_s = 12,79 \text{ мм ртутного столба.}$$

Затем, определяется относительная влажность воздуха:

$$\varphi = \frac{p_d}{p_s} = \frac{6,4}{12,79} = \approx 0,5 \text{ согл. уравнения.} \quad (15)$$

Показываемое барометрическое давление в 755 мм ртутного столба при 15°C нужно редуцировать на 0°C . Довольно точно можно этого достичь при помощи фиг. 4с (барометр со стеклянной шкалой), откуда определяется: $p = 753$ мм ртутного столба. Из таблицы 5 берется при 15°C удельный вес насыщенного пара $\gamma_s = 0,01283 \text{ кг/м}^3$, а на основании всех этих данных исчисляется искомый удельный вес влажного воздуха согласно уравнения (17):

$$\gamma = 0,5 \cdot 0,01283 + 0,465 \frac{753 - 0,5 \cdot 12,79}{273 + 15} = \approx 1,212 \text{ кг/м}^3.$$

6. Газовые постоянные сухого и влажного воздуха.

Газовая постоянная R , как известно, характеризует внешнюю работу перегретых газов и, при нагревании 1 кг этих газов на 1°C под постоянным давлением, внешняя работа будет постоянной, что базируется на законе Гэй-Люссака по уравнению:

$$R = \frac{P \cdot v}{T} = \text{constant} \quad \dots \quad (19)$$

или, если вставить вместо $v = \frac{1}{\gamma}$:

$$R = \frac{P}{\gamma \cdot T} \quad \dots \quad (19a)$$

где P выражено в кг/м^2 (или мм вод. ст.), v в $\text{м}^3/\text{кг}$ и γ в кг/м^3 .

Отсюда находится газовая постоянная для сухого воздуха при 0° C . давления в $1 \text{ ат.} = 10333 \text{ кг/м}^2$ и соответствующем удельном весе $\gamma_0 = 1,2932$:

$$R = \frac{10333}{1,2932 \cdot 273} = 29,27.$$

Это и будет исполненная работа в м.кг при расширении 1 кг воздуха в 1° C под постоянным давлением. Точнее величина эта выражается $R = 29,2721$ и называется по имени автора открывшего ее, „числом Реньо“.

Газовая постоянная определяется также еще на основании молекулярных весов по следующему отношению:

$$\boxed{R = \frac{848}{\mu}} \dots \dots \dots (20)$$

Молекулярный вес сухого воздуха = 28,95. Для влажного воздуха, составленного из $\frac{p_d}{p}$ частей водяного пара и из $1 - \frac{p_d}{p}$ частей чистого воздуха

$$\mu = \frac{p_d}{p} \mu_1 + \left(1 - \frac{p_d}{p}\right) \mu_2.$$

Здесь:

$\mu_1 = 18,016$ = молекулярный вес водяного пара,
 $\mu_2 = 28,95$ = „ „ „ сухого воздуха,

итак:

$$\mu = \frac{p_d}{p} 18,016 + \left(1 - \frac{p_d}{p}\right) 28,95.$$

Преобразуя:

$$\boxed{\mu = 28,95 - 10,93 \frac{p_d}{p}} \dots \dots \dots (21)$$

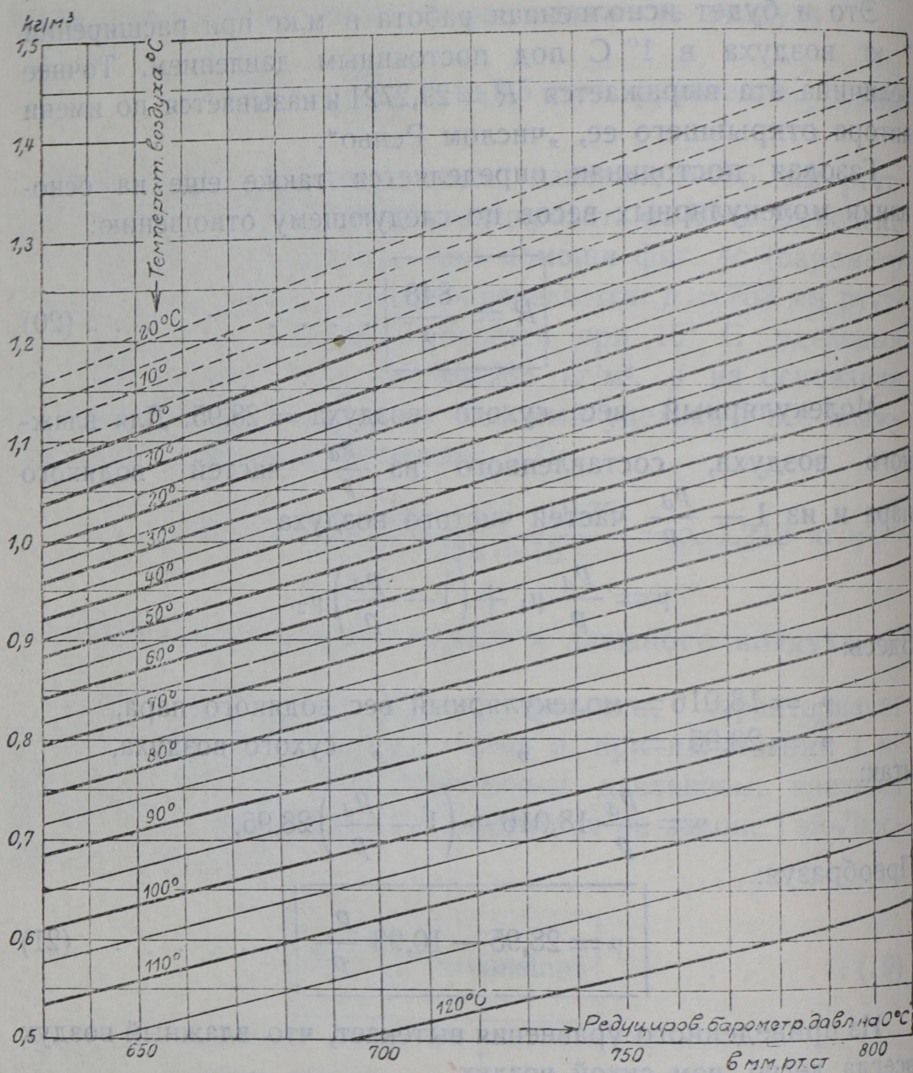
Из приведенного уравнения вытекает, что влажный воздух всегда легче, чем сухой воздух.

Если в уравнение (20) подставить значение μ , то получается газовая постоянная для влажного воздуха:

$$\boxed{R = \frac{848}{28,95 - 10,93 \frac{p_d}{p}}} \dots \dots \dots (22)$$

7. Воздух средней влажности.

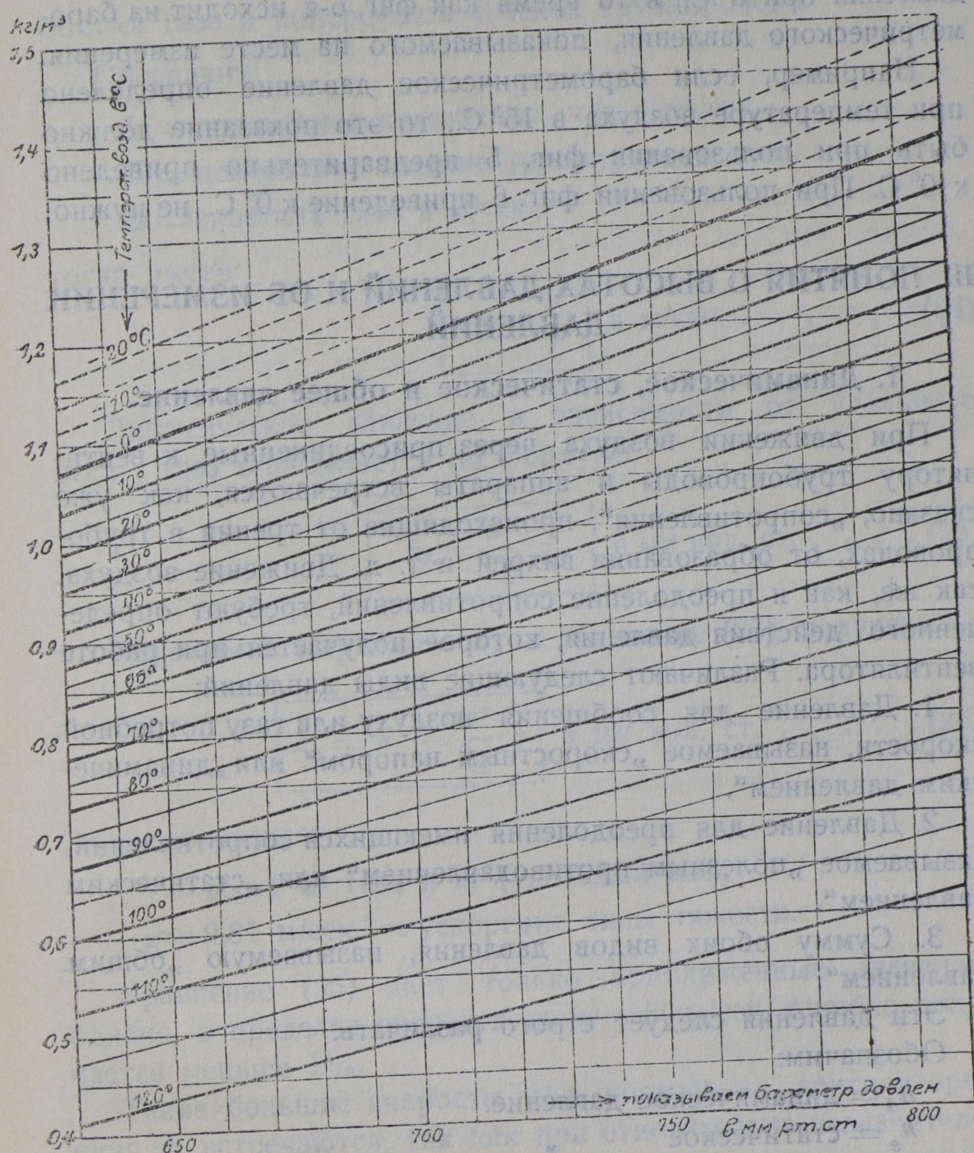
Приведенное точное определение состояния воздуха для воздуха влажного может быть применимо на практике, пожалуй главным образом, в тех случаях, когда речь идет



Фиг. 5. Удельный вес воздуха средней влажности в kg/m^3 как функция редуцированного на 0°C . барометрического давления в мм ртутного столба.

об основных определениях производительности вентиляторов. В общем будет достаточно, если в расчет принимать воздух средней влажности, т.е. с относительным содержанием влаги $\varphi = 0,5$.

Для преysкурантов кроме того целесообразно брать в основание еще среднюю температуру воздуха в $+20^{\circ}$ согласно предложению „Правил для испытания производительности вентиляторов и компрессоров“. (Изд. V. D. I.).



Фиг. 6. Удельный вес воздуха средней влажности в кг/м^3 как функция показываемого барометрического давления в мм ртутного столба.

Нередко берется в основание расчета и сухой воздух, но это не вполне удовлетворительно и действительно только в специальных случаях, так как воздух вообще всегда содержит в себе известную долю влажности.

Для упрощения расчетов фиг. 5 и 6 содержат в себе удельные веса воздуха средней влажности как функции барометрического давления при различных температурах. Величины на фиг. 5-й находятся в функции барометрического давления при 0°C. , в то время как фиг. 6-я исходит из барометрического давления, показываемого на месте измерения.

Например, если барометрическое давление определено при температуре воздуха в 15°C. , то это показание должно быть при пользовании фиг. 5 предварительно приведено к 0°C. При пользовании фиг. 6 приведение к 0°C. не нужно.

III. ПОНЯТИЯ О ВЫСОТАХ ДАВЛЕНИЙ И ОБ ИЗМЕРЕНИИ ДАВЛЕНИЙ.

1. Динамическое, статическое и общее давление.

При движении воздуха через присоединенные к вентилятору трубопроводы и аппараты встречаются, как уже сказано, „сопротивления“, происходящие от трения в трубопроводах, от образования вихрей и т. д. Движение воздуха, так же, как и преодоление сопротивлений, требуют определенного действия давления, которое получается при работе вентилятора. Различают следующие виды давлений:

1. Давление для сообщения воздуху или газу потребной скорости, называемое „скоростным напором“ или „динамическим давлением“.

2. Давление для преодоления имеющихся сопротивлений, называемое „полезным противодавлением“ или „статическим давлением“.

3. Сумму обоих видов давления, называемую „общим давлением“.

Эти давления следует строго различать.

Обозначим:

h_d = динамическое давление.

h_s = статическое

h_g = общее

Тогда получается:

$$\boxed{h_g = h_s + h_d} \dots \dots \dots (23)$$

как основное уравнение для построения вентиляторов.

Величина всех давлений, характеризующихся соответствующими „высотами давлений“ измеряется в мм водяного столба.

Высота динамического давления зависит от скорости газов, которая, в свою очередь, определяется на основании объема газа и поперечного сечения трубопровода.

Обозначим:

V = подаваемое количество газа в м³/сек.

F = поперечное сечение трубопровода в м²,

w = скорость газа в м/сек.,

тогда имеем:

$$\boxed{w = \frac{V}{F}} \quad \text{в м/сек.} \dots \dots \dots (24)$$

Динамическое давление в зависимости от удельного веса γ газа определяется по формуле:

$$\boxed{h_d = \frac{w^2}{2g} \cdot \gamma} \quad \text{в мм вод. ст.} \dots \dots \dots (25)$$

Подставляя выражение h_d в уравнение (23), получаем:

$$\boxed{h_g = h_s + \frac{w^2}{2g} \cdot \gamma} \quad \text{в мм вод. ст.} \dots \dots \dots (26)$$

Здесь обозначает:

γ = вес 1 м³ газа в кг (удельный вес),

$g = 9,81$ м/сек.² = ускорение силы тяжести.

Уравнение (25) дает только приближенные значения, однако, в пределах скорости до $w = 60$ м/сек. ошибка получается меньше 1%.

Такие большие скорости при построении вентиляторов едва ли встречаются, так как при относительно незначительных давлениях, которые возможно достичь у вентиляторов, доля динамического давления была бы слишком велика, а потому коэффициент полезного действия сильно ухудшился бы.

Так как величина динамического давления растет с квадратом скорости, то в данном случае при $w = 60$ м/сек.

и при среднем удельном весе воздуха в $\gamma = 1,2$ кг/м³ по уравнению (25) получается:

$$h_a = \frac{60^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 1,2 = \approx 220 \text{ мм вод. ст.}$$

Для лучшей наглядности изменения давления при различных скоростях на фиг. 7 графически изображены высоты динамического давления в мм вод. ст. при удельном весе газа $\gamma = 1,2$. Данный удельный вес соответствует например, сухому воздуху в $+20^\circ \text{C}$ и 760 мм ртутного столба, или воздуху средней влажности в 15°C , при 750 мм ртутного столба. График дает, таким образом, средние величины, применяемые на практике.

Статическое давление служит только для преодоления появляющихся в трубопроводе сопротивлений, которые практически разделяются на два рода.

1. Сопротивления, которые возникают от трения движущегося газа о стенки канала,—так называемые „сопротивления трения“ и

2. Сопротивления, возникающие от включенных приборов, как например шиберы, клапана, воздушные (пылевые) фильтры; далее от изгибов, а также от ответвлений каналов и т. п.;—сопротивления эти называются „местными сопротивлениями“.

Статическое давление h_s , таким образом, должно быть по крайней мере равным или более суммы всех возникающих в системе трубопровода сопротивлений.

Обозначим:

h'_s = высота сопротивления в мм вод. ст. для преодоления сопротивления трения в прямом трубопроводе.

h''_s = высота сопротивления в мм вод. ст. для преодоления всех местных сопротивлений, тогда потребное статическое давление будет:

$$h_s \geq h'_s + h''_s$$

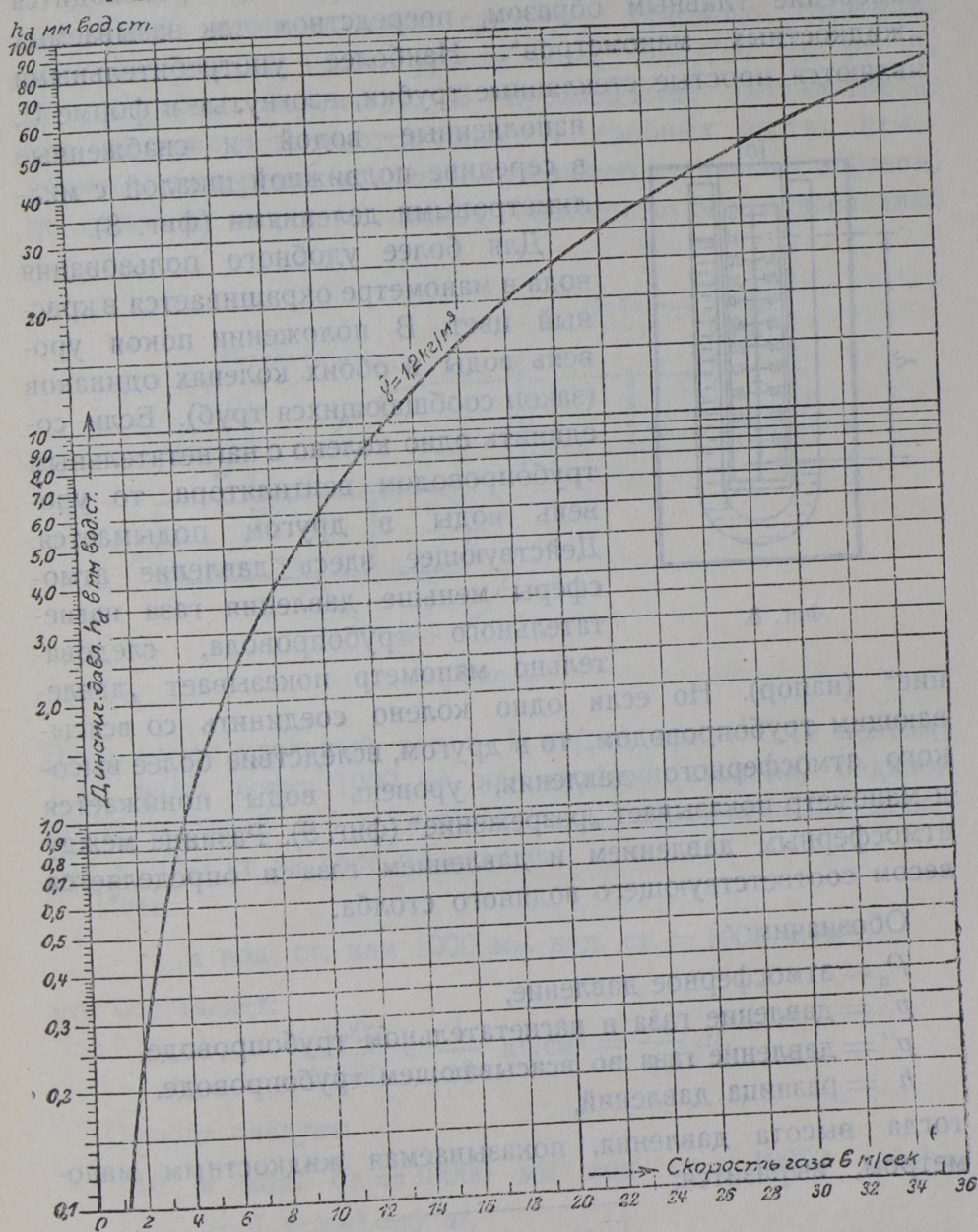
и общее давление:

$$h_g = h'_s + h''_s + h_a.$$

Дальнейшее по этому вопросу—смотри главу X.

2. Давление, разрежение и измерение их.

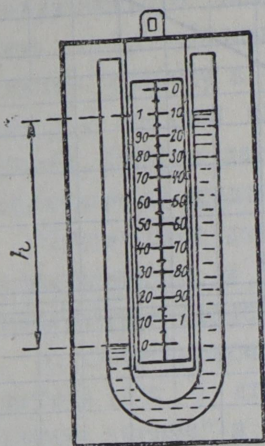
Высоты давлений могут быть как выше так и ниже атмосферного давления воздуха. Первые, появляющиеся



Фиг. 7. Динамическая высота давления h_d как функция скорости газа w м/сек. при удельном весе $\gamma = 1,2 \text{ кг/м}^3$.
 $\gamma = 1,2 \text{ кг/м}^3$ соответствует сухому воздуху при 20°C . и 760 мм рт. ст.
 или воздуху средней влажности при 15°C . и 750 мм рт. ст.

в нагнетательном трубопроводе вентилятора, называются „давлениями“, последние—во всасывающем трубопроводе—называются „разрежениями“ (см. Введение).

Отдельные высоты давлений измеримы; производится измерение главным образом, посредством так называемых „жидкостных манометров“. Наиболее употребительными являются простые стеклянные трубки, изогнутые в форме U, наполненные водой и снабженные в середине подвижной шкалой с миллиметровыми делениями (фиг. 8).



Фиг. 8.

Для более удобного пользования вода в манометре окрашивается в красный цвет. В положении покоя уровень воды в обоих коленях одинаков (закон сообщающихся труб). Если соединить одно колено с нагнетательным трубопроводом вентилятора, то уровень воды в другом подымается. Действующее здесь давление атмосферы меньше давления газа нагнетательного трубопровода, следовательно манометр показывает „давление“ (напор).

Но если одно колено соединить со всасывающим трубопроводом, то в другом, вследствие более высокого атмосферного давления, уровень воды понижается и манометр показывает „разрежение“ (фиг. 9). Разница между атмосферным давлением и давлением газа и определяется весом соответствующего водяного столба.

Обозначим:

P_a = атмосферное давление,

p' = давление газа в нагнетательном трубопроводе,

p'' = давление газа во всасывающем трубопроводе,

h = разница давлений,

тогда высота давления, показываемая жидкостным манометром, выразится:

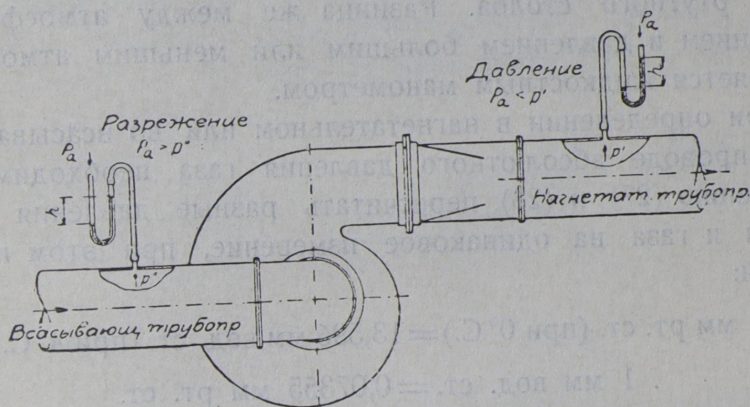
$$h = p' - P_a \quad \text{при давлении} \quad \dots (27)$$

или

$$h = P_a - p'' \quad \text{при разрежении} \quad \dots (28)$$

В технике давления измеряются, главным образом, атмосферами (*at.*), при чем $1 \text{ at.} =$ давлению 1 кг на 1 см^2 и называется метрической или новой атмосферой.

В физике „атмосфера“ обозначает давление в $1,0333 \text{ кг}$ на 1 см^2 , соответственно среднему давлению атмосферного воздуха на высоте уровня моря, т.е. 760 мм рт. ст. по ртутному барометру. В производстве вентиляторов, где давления встречаются только в дробных частях атмосферы, — измерение давлений совершается, главным образом, по величине водяного столба, соответствующего давлению.



Фиг. 9.

Вода имеет удельный вес в 1 кг/дм^3 при 4°C. и поэтому 1 м^3 воды весит 1000 кг или, другими словами, водяной столб высотой в 1 м и сечением в 1 м^2 производит давление в 1000 кг на свое основание.

Итак:

$$1 \text{ м вод. ст. или } 1000 \text{ мм вод. ст.} = 1000 \text{ кг/м}^2,$$

это составляет:

$$\frac{1000}{10000} = \frac{1}{10} \text{ кг/см}^2 = \frac{1}{10} \text{ at.}$$

Отсюда следует:

$$10 \text{ м вод. ст.} = 10000 \text{ мм вод. ст.} = 10000 \text{ кг/м}^2 = 1 \text{ кг/см}^2 = 1 \text{ at.}$$

$$1 \text{ м вод. ст.} = 1000 \text{ мм вод. ст.} = 1000 \text{ кг/м}^2 =$$

$$= \frac{1}{10} \text{ кг/см}^2 = \frac{1}{10} \text{ at.}$$

$$100 \text{ мм вод. ст.} = 100 \text{ кг/м}^2 = \\ = \frac{1}{100} \text{ кг/см}^2 = \frac{1}{100} \text{ ат.}$$

$$1 \text{ мм вод. ст.} = 1 \text{ кг/м}^2 = \\ = \frac{1}{10000} \text{ кг/см}^2 = \frac{1}{10000} \text{ ат.}$$

Давление атмосферы $\approx 1,0333 \text{ ат.} = 10333 \text{ мм вод. ст.}$ называется „абсолютным давлением“ и измеряется барометром в мм ртутного столба. Разница же между атмосферным давлением и давлением большим или меньшим атмосферы измеряется жидкостным манометром.

При определении в нагнетательном или во всасывающем трубопроводе абсолютного давления газа необходимо по уравнению (27) и (28) пересчитать разные давления атмосферы и газа на одинаковое измерение, при этом принимается:

$$1 \text{ мм рт. ст. (при } 0^\circ \text{ C.)} = 13,596 \text{ мм вод. ст. (при } 4^\circ \text{ C.)}$$

или

$$1 \text{ мм вод. ст.} = 0,07355 \text{ мм рт. ст.}$$

Для лучшего усвоения пересчета давлений [ниже приводится пример.

Пример 6. В нагнетательном и во всасывающем трубопроводах одного вентилятора при 755 мм рт. ст. были произведены измерения давлений. Давление в нагнетательном трубопроводе определено в 80 мм водяного столба, а разрежение во всасывающем трубопроводе—в 20 мм. Для этих величин должны быть определены соответствующие абсолютные давления в мм вод. столба.

Решение: 1) Для нагнетательного трубопровода по уравнению (27) принято для давления $h = p' - P_a$, откуда получается абсолютное давление $p' = h + P_a$. Здесь $P_a = 755 \text{ мм рт. ст.}$, что по фиг. 3 соответствует давлению в $\approx 10265 \text{ мм вод. ст.}$

Тогда имеем:

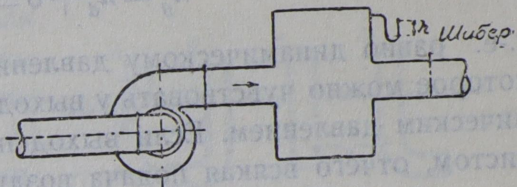
$$p' = 80 + 1265 = 10345 \text{ мм вод. ст. абсол. давления.}$$

2) Для всасывающего трубопровода по уравнению (28)

$$p'' = P_v - h = 10265 - 20 = 10245 \text{ мм вод. столба.}$$

3. Приборы для измерения динамического, статического и общего давления.

Статическое давление, в противоположность динамическому, может быть названо в известном отношении *спокойным* давлением и это становится очевидным из нижеследующего. Если представить себе вентилятор, соединенный нагнетательным трубопроводом с закрытым помещением или сосудом (фиг. 10), то с пуском в ход вентилятора упомянутый сосуд будет поставлен под давление. Это давление можно измерить, припаяв к стенке сосуда короткую трубку и соединив последнюю с жидкостным манометром. При пуске вентилятора наблюдается по-



Фиг. 10.

вышение давления, которое вскоре устанавливается на постоянной высоте h ; манометр показывает тогда наибольшее давление, которое данный вентилятор при неизменном числе оборотов вообще может произвести. Предположим для примера, что это давление равно 100 мм вод. столба.

Если затем открыть шибер, которым снабжен сосуд, то замечается немедленное падение давления, и опять до известной точки, при которой уровни воды манометра останавливаются. Показываемая теперь высота давления выразилась в 80 мм вод. ст., а потому 20 мм вод. ст. кажутся потерянными. Эта высота давления в 20 мм вод. ст. только „кажется“ потерянной, так как в действительности она была использована для преодоления сопротивлений при движении воздуха, а также для динамических целей, чтобы привести воздух в движение после открытия шибера. Упомянутую в последнем случае высоту давления называют также „динамическим давлением“ или „скоростным напором“ h_d . Показываемое манометром спокойное давление в сосуде в 80 мм вод. ст. есть „статическое давление“ h_s . Общее давление тогда (уравн. 23) выразится:

$$h_g = h_d + h_s.$$

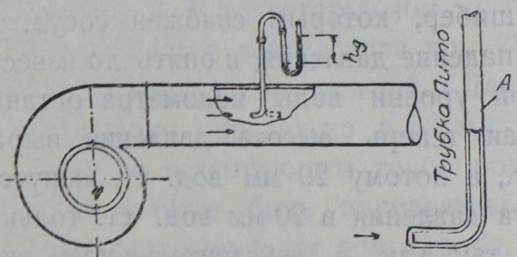
Здесь кажется странным, что показываемое сначала при закрытом сосуде давление в 100 мм вод. ст. понималось как спокойное, т.е. статическое давление и что подразделение давлений на статическое и динамическое наступило лишь после открытия шибера. Что в первом случае было только статическое давление — это верно, так как в этом случае отсутствовало всякое движение воздуха, а потому произведенное вентилятором общее давление можно рассматривать, как статическое давление.

Далее возьмем для примера такой случай, когда вентилятор без всякого трубопровода дует прямо в атмосферу. Тогда статическое давление при выходе равно нулю, а общее давление

$$h_g = h_a + 0 = h_a,$$

т.е. равно динамическому давлению. Поэтому то давление, которое можно чувствовать у выхода вентилятора будет динамическим давлением. Если выход плотно закрыть железным листом, отчего всякая подача воздуха прекратится, то динамическое (общее) давление немедленно переходит опять в статическое давление. Вентилятор работает теперь, технически выражаясь, вхолостую.

Динамическое давление нельзя прямо измерить, в то время как общее давление и, как уже показано, также статическое



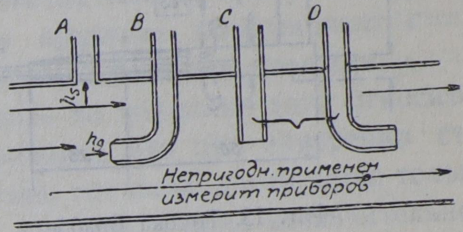
Фиг. 11.

давление, поддаются такому измерению. Простейшим прибором для измерения общего давления служит так называемая „трубка Пито“, — простая, выгнутая внизу под прямым углом трубка, у которой край выходного отверстия несколько заострен, чтобы избежать образования вихрей (фиг. 11). Входное отверстие трубки устанавливается против течения газа так, чтобы выгнутый отросток лежал по возможности параллельно течению газа. Другой, внешний конец трубки соединяется посредством резиновой трубки с жидкостным манометром. Таким путем общее давление, т.е. статическое и динамическое, передается очень точно манометру.

При положении трубки Пито, как это показано пунктиром на фиг. 11, динамическое давление скользит некоторым образом мимо входного отверстия трубки и манометр показывает только статическое давление, но приблизительно.

Этот способ измерения статического давления приводится здесь только с целью объяснения и не может быть ни в коем случае применен на практике, так как наступающее при этом всасывающее действие текущих газов сильно влияет на измерение, а потому статическое давление получается ниже чем в действительности.

Из представленных на фиг. 12 способов измерения—способ *A* показывает статическое давление до известной степени верно; с повышением скорости газа неточность увеличивается и, по данным „Правил для испытания производительности вентиляторов и компрессоров“ (изд. V. D. J.) разница составляет приблизительно от 1 до 3% динамического давления против действительного статического, внутри канала. Значительно влияют на измерение различные выступы, горбины, а также вихревые течения и т. д.



Фиг. 12.

Способ измерения *B* определяет, как уже упомянуто, очень точно общее давление при условии, что выгнутый отросток трубы лежит параллельно течению газа. Это положение называется „нормальным“. Всякое значительное отклонение от него, безразлично в каком направлении, влияет на точность измерения, вследствие появляющегося всасывающего действия текущих газов. Способы измерения *C* и *D* по изложенным выше причинам для практики совершенно непригодны.

Чтобы устранить существующий недостаток в способах измерения статического давления, появилось в обращении много других приборов, наиболее употребительные из которых описываются ниже.

а) Трубка Браббе—усовершенствованная трубка Пито, показывает одновременно как статическое, так и общее давление. Форма ее и размеры указаны на фиг. 13. Кроме того бывает еще так называемый „рудничный инстру-

сколько наклонно к направлению течения газа, что в большинстве случаев и встречается, то коэффициент будет благоприятнее и может практически быть принят $c = 1$.

Этот коэффициент можно считать пригодным только при очень незначительном отклонении от нормального положения; более значительные отклонения влияют, разумеется, на величину измерения. Таким образом при этой трубке пересчета не требуется.

в) Трубка Прандтля. Трубка эта, в отличие от трубки Браббе, вместо четырех маленьких отверстий, имеет по окружности кольцеобразный прорез, который благодаря симметричности при отклонении направления от нормального положения должен оказывать меньшее влияние на точность измерения. Неточность появляется только при уклоне в 15° , а до тех пор принимается в практике коэффициент $c = 1$, что, как утверждают, установлено точными опытами.

Однако необходимо принять во внимание (это относится также и ко всем другим трубкам), что при измерении статического давления абсолютная точность достигается только в „нормальном положении“, или при крайне незначительном отклонении; в противном случае трубка показывает преувеличенное разрежение, т.-е. преуменьшенное статическое давление.

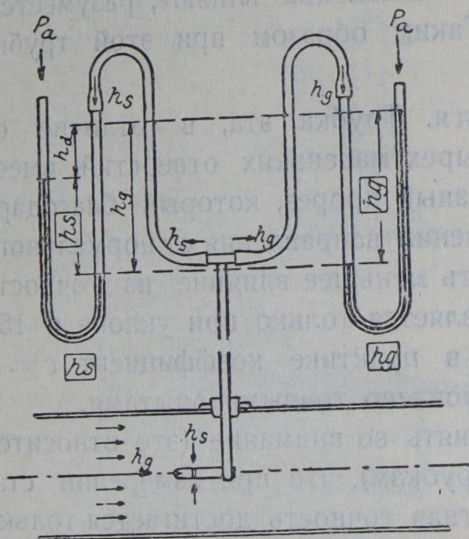
Кроме прибора показанного на фиг. 14, существует еще специальный прибор Прандтля для измерения давления воздуха с содержанием пыли и стружек, а также особенно большой для рудничных предприятий.

4. Измерение статического и общего давления.

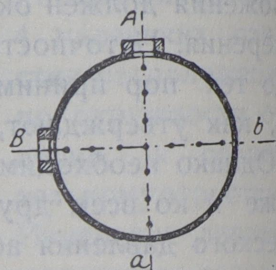
Чтобы измерить эти давления нужно ввести прибор в середину течения газа, а затем соединить резиновыми шлангами с обоими манометрами, как это схематически изображено на фиг. 15. Обращаем внимание еще раз на то, что корпус прибора должен быть введен насколько возможно точно в нормальном положении, чтобы нижний отросток с входным отверстием лежал параллельно течению газа; входное отверстие должно быть установлено противтечения газа. Манометры показывают тогда высоты статического и общего давлений. Если имеется в виду определить точные величины, как например при основных определениях производительности, то этот способ измерения уже недо-

статочен, так как он не учитывает различных скоростей, которые имеются внутри сечения трубопровода. В данном случае нужно предусмотреть два измерительных отверстия A и B в одной плоскости и измерение необходимо вести в нескольких точках, одна за другой, в направлении оси $A-a$ и $B-b$

(см. фиг. 16). От всех полученных величин нужно взять тогда среднюю арифметическую. При такого рода измерении, в особенности в точках, соприкасающихся со стен-



Фиг. 15.



Фиг. 16.

ками канала, необходимо обращать внимание, чтобы места измерений не имели никаких шероховатостей, как выступы, горбы, выдающиеся запорные пробки на трубке и т. д., так как они, вследствие вихревых образований, влияют в той или иной степени на измерение.

Динамическое давление получается из разницы между общим давлением и статическим по уравнению (23):

$$h_d = h_g - h_s$$

5. Измерение динамического давления, скорости и количества газа.

Непосредственное измерение динамического давления достигается простым вспомогательным средством, а именно путем соединения обоих соединительных отростков трубки с отростками манометра, так что на один отросток переносится статическое давление, а в другом противодействует общее давление. Тогда манометр показывает динамическое

давление. Для определения общего давления на подводящем шланге присоединяется посредством ответвления другой манометр, который и показывает общее давление (см. фиг. 17). Разница высот давления обоих манометров дает в данном случае статическое давление.

Зная динамическое давление, можно вычислить посредством преобразования уравнения (25) скорость газа в м/сек.:

$$w = \sqrt{h_d \frac{2g}{\gamma}} \dots (30)$$

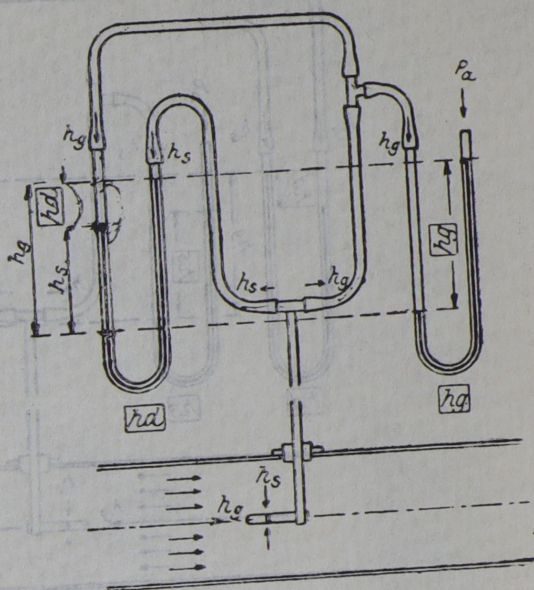
если удельный вес γ газа известен.

Количество газа определяется по уравнению (24) из скорости газа w и сечения канала F в м²:

$$V = F \cdot w \text{ в м}^3/\text{сек.} \dots (31)$$

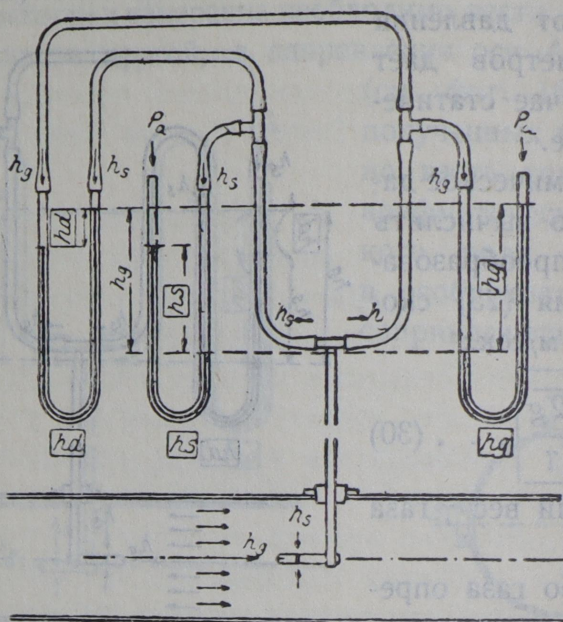
Если требуется произвести у одного или нескольких вентиляторов более обширные измерения и при этом может быть принят в расчет постоянный удельный вес подаваемого газа (воздуха), то целесообразно возле миллиметровой шкалы манометра нанести на другой шкале для различных значений динамического давления соответствующие скорости, согласно уравнения (30). Вторая шкала тогда прямо показывает одновременно с динамическим давлением также и скорость. В развитие измерительного устройства по фиг. 17 представляется возможным посредством ответвления присоединить к подводящему шлангу статического давления еще третий манометр (см. фиг. 18), после чего прямо получаются все три давления, а именно h_s , h_d и h_g .

Это приспособление имеет кроме того еще большое преимущество в том, что оно дает возможность контроля показываемых величин, так как каждую величину можно



Фиг. 17.

сравнить с разницей других высот или, при общем давлении, с суммой других высот.



Фиг. 18.

Для лучшей ориентировки в показаниях отдельных манометров, следует помнить, что манометр, присоединенный обоими отрезками, показывает динамическое давление.

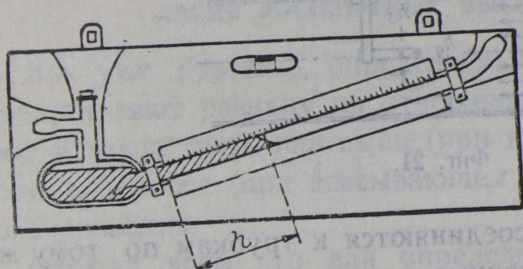
6. Микроманометры.

Как уже указано, динамическое давление составляет в большинстве случаев только незначительную часть общего давления, иногда, например, при малых скоростях газа, только несколько мм водяного столба. Эти незначительные высоты давлений практически уже не поддаются точному, или вообще какому бы то ни было измерению посредством жидкостного манометра, так как уровни воды в манометрах всегда колеблются. Целесообразно, поэтому, применять в этих случаях особые сконструированные для этой цели „микроманометры“, из которых наиболее известны нижеследующие:

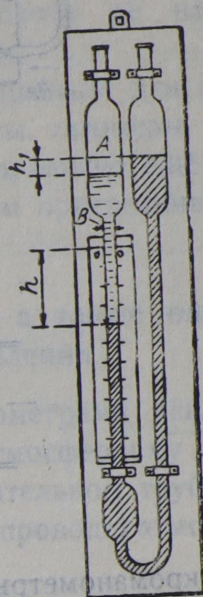
а) Тягомер Крелля. Этот тягомер основан также на принципе сообщающихся сосудов, причем, вследствие наклонного положения одного отрезка, вертикальное расстояние

между обоими уровнями жидкости дает в продольном направлении наклонного отростка сильно увеличенную измерительную высоту h (см. фиг. 19). Соответственно углу уклона увеличиваются многократно деления шкалы и этим достигается точность показания до $\frac{1}{10}$ мм водяного столба. Сосуд наполняется подкрашенным в красный цвет алкоголем, таким образом, чтобы при покойном состоянии уровень жидкости доходил до точки нуля шкалы. Вследствие быстрого испарения алкоголя сосуд необходимо часто пополнять.

Стеклянный аппарат расположен на плотной доске и для достижения точной установки снабжен ватерпасом.



Фиг. 19. Тягомер Креля.



Фиг. 20. Тягомер Рабе.

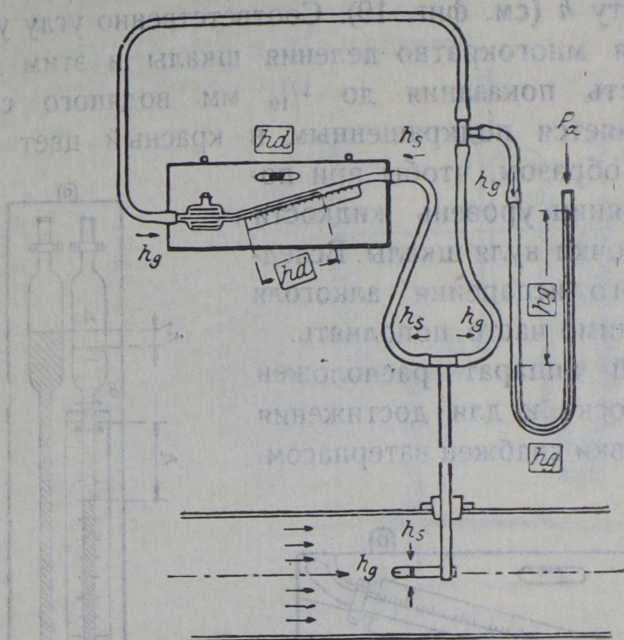
б) Тягомер Рабе (фиг. 20). Этот манометр наполняется двумя не смешивающимися жидкостями, разного, но с незначительной разницей удельного веса. Разделяющая линия в покойном состоянии доходит до точки нуля шкалы.

Действие этого тягомера основано на разной величине поперечных сечений стеклянных трубок, вследствие чего высота давления h_1 в верхнем, расширенном поперечном сечении, увеличивается многократно в поперечном сечении узкой части трубки: h . Обозначим A = большому поперечному сечению и B = малому поперечному сечению, и мы получим:

$$h = \frac{A}{B} \cdot h_1 \text{ в мм вод. ст.}$$

Однако, при известных обстоятельствах необходимо принимать еще в соображение разные удельные веса примененных

жидкостей. Данные для этого получают от фирм, поставляющих эти тягомеры.



Фиг. 21.

Микроманометры присоединяются к трубкам по тому же принципу, как и обыкновенные жидкостные манометры, что видно на фиг. 21.

7. Анемометры.

Анемометры применяются для определения скорости или количества газа. Нужно различать два основных вида анемометров: „анемометр с крыльями“ и „анемометр с крестом из чашек“.

Течение газа передает посредством механизма движение крыльев или креста на указательную шкалу. В течение некоторого промежутка времени, например, в течение одной минуты, прибор двигают в потоке газа через всю площадь поперечного сечения, во всех направлениях взад и вперед, чтобы получить по возможности точную среднюю величину скорости газа. Некоторые приборы позволяют в начале обмера ставить указатель на нуль, так что величина скорости газа непосредственно отсчитывается по истечении выбранного промежутка времени. В прочих приборах указатель рабо-

тает без перестановки на нуль, а потому до начала измерения необходимо заметить показываемое указателем число, чтобы его по окончании измерения вычесть из общей показываемой указателем величины.

Анемометры должны подвергаться калиброванию (проверке); безукоризненных измерений они не дают, а потому для основных расчетов производительности не применяются.

Далее аппаратами, применяемыми специально для измерения объемов газа, являются газовые часы. Газомеры и так называемые измерители Томаса, и, наконец, можно еще упомянуть об измерении объемов посредством присоединяемых измерительных сопел.

8. Понятие о давлении и о разрежении, а также определение абсолютных высот давления.

Как уже известно, определяемые манометрами давления представляют разницу по отношению к атмосферному давлению и могут быть или выше (при нагнетательном трубопроводе) или ниже (при всасывающем трубопроводе) атмосферного давления.

Отсюда ясно, что для определения абсолютных высот давления нужно измеренные высоты давлений или прибавить к атмосферному давлению или отнять от него. В соответствии с известными обозначениями для трех высот давления h_s , h_a и h_g следует принять:

$$\begin{array}{ll} P_s = \text{абсолютное статическое давление} & \left. \begin{array}{l} \text{при давлении} \\ \text{(нагнетательный} \\ \text{трубопровод).} \end{array} \right\} \\ P_g = \text{общее} & \left. \begin{array}{l} \text{при давлении} \\ \text{(нагнетательный} \\ \text{трубопровод).} \end{array} \right\} \\ P'_s = \text{статическое} & \left. \begin{array}{l} \text{при разрежении} \\ \text{(всасывающий} \\ \text{трубопровод).} \end{array} \right\} \\ P'_g = \text{общее} & \left. \begin{array}{l} \text{при разрежении} \\ \text{(всасывающий} \\ \text{трубопровод).} \end{array} \right\} \\ P_a = (\text{абс.}) \text{атмосферное} & \end{array}$$

Тогда имеем:

1. Для измерений в нагнетательном трубопроводе:

$$\boxed{P_s = P_a + h_s} \dots \dots \dots (32)$$

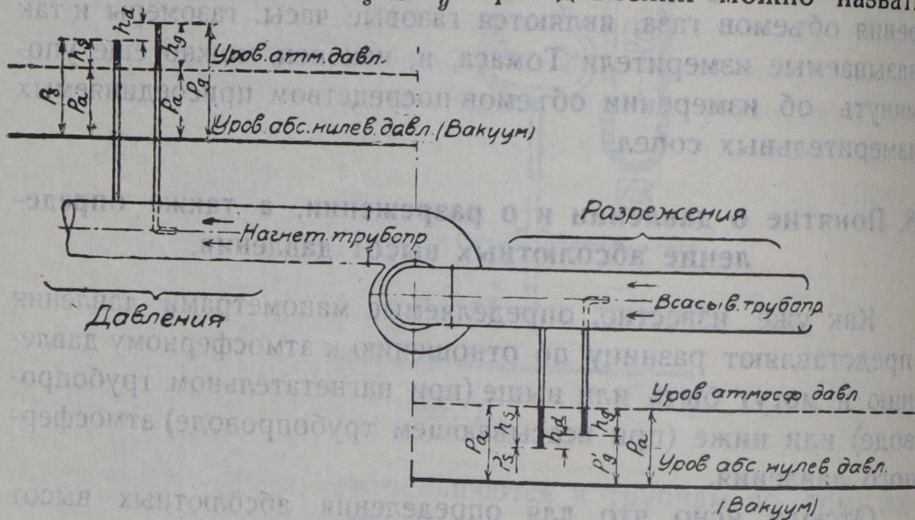
$$\boxed{P_g = P_a + h_g = P_a + h_s + h_d} \dots \dots \dots (33)$$

2. Для измерений во всасывающем трубопроводе:

$$P'_s = P_a - h_s \quad \dots \quad (34)$$

$$P'_g = P_a - h_g = P_a - h_s + h_d \quad \dots \quad (35)$$

Фиг. 22 дает для этих уравнений очень наглядное представление. Как видно из графика, а также из предыдущих уравнений, величины h_s и h_g при давлении можно назвать



Фиг. 22.

положительными (+), а при разрежении отрицательными (—), однако очевидно, что h_d в обоих случаях величина положительная.

IV. ОТНОШЕНИЕ МЕЖДУ КОЛИЧЕСТВОМ ПОДАВАЕМОГО ВОЗДУХА, ВЫСОТОЙ ДАВЛЕНИЯ, ЧИСЛОМ ОБОРОТОВ И ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬЮ ВЕНТИЛЯТОРА.

і. Количество подаваемого воздуха, высота давления и число оборотов.

Если вентилятор работает в закрытом помещении, то производимая им общая работа есть „статическая работа“, и только с открытием шиберы устанавливается „динамическая работа“, — вентилятор начинает подавать воздух. Динамическая работа означает подачу определенного количества

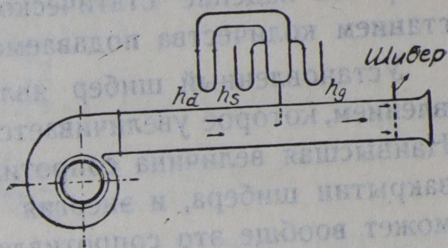
воздуха или газа, причем подаваемое количество можно определить, зная динамическое давление, удельный вес газа и поперечное сечение канала, через который газ проходит.

На основании уравнений (24) и (25) для объема газа получается:

$$V = F \sqrt{\frac{h_d \cdot 2g}{\gamma}} \quad \text{в м}^3/\text{сек.} \quad (36).$$

Таким образом, количество подаваемого воздуха, динамическое давление и статическое давление находятся в определенном отношении между собою, о чем будет говориться ниже более подробно.

Пусть теперь вентилятор с присоединенным нагнетательным трубопроводом снабжен измерительными приборами по фиг. 18, показывающими одновременно h_d , h_s и h_g , и в конце нагнетательного трубопровода



Фиг. 23.

установлен шибер, плотно закрывающий выход. Это устройство схематически изображено на фиг. 23.

Итак, при закрытом шибере вентилятор исполняет только статическую работу, подвергая трубопровод давлению (при условии постоянного числа оборотов), и поддерживая его на постоянной высоте. При этом статическое давление h_s равно общему давлению h_g , что видно также из показаний присоединенных манометров. Динамическое давление равно нулю; оба уровня воды в манометре устанавливаются на равной высоте, так как на оба колена действует одинаковое давление. Если предположить, что спокойное статическое давление равно 105 мм вод. ст., то получается:

$$h_g = 105 + 0 = 105 \text{ мм вод. ст.} = h_s.$$

Теперь предположим, что при неизменном числе оборотов шибер несколько приоткрыт, при чем статическое давление падает примерно до 90 мм вод. ст. Часть давления расхо-

дуется для динамической работы при появившемся движении воздуха и манометры показывают:

$$h_d = 7; h_s = 90 \text{ и } h_g = 97 \text{ мм вод. ст.}$$

Итак, высоты давления изменились, в то время как число оборотов осталось то же. Если шибер приоткрыть еще более, то станет заметным дальнейшее падение статического и повышение динамического давлений; при этом получились следующие показания манометров:

$$h_d = 13; h_s = 70 \text{ и } h_g = 83 \text{ мм вод. ст.}$$

Из этого можно заключить, что при неизменном числе оборотов падение статического давления связано с возрастанием количества подаваемого воздуха или наоборот.

Установленный шибер является искусственным сопротивлением, которое увеличивается по мере закрывания шибера. Наивысшая величина сопротивления наступает при полном закрытии шибера, и энергия работающего вентилятора не может вообще это сопротивление преодолеть. Отсюда можно также сделать заключение:

Чем больше сопротивлений вентилятор при постоянном числе оборотов должен преодолеть, тем меньше подаваемое количество газа и наоборот.

Полученную производительность давления и подачи воздуха при различных положениях открываемого шибера или при различных включаемых сопротивлениях определить расчетом нельзя, и в каждом отдельном случае это определяется путем опытов.

Сохранение или увеличение производительности может быть достигнуто только повышением числа оборотов, с чем связано соответствующее увеличение потребной силы. Подаваемое количество воздуха пропорционально числу оборотов, так что при увеличении числа оборотов вдвое—и подаваемое количество воздуха повышается вдвое. Это легко объясняется, если предположить, что при одном обороте колеса количество подаваемого воздуха равно объему между лопатками внутри колеса. Два оборота колеса, разумеется, производят и двойной объем. Отсюда следуют разные отношения и постоянные (const.), которые будут разобраны ниже.

2. Отношение и постоянные (constant) между количествами подаваемого воздуха, высотами давлений и числами оборотов.

а) *Отношение между числом оборотов и количеством подаваемого воздуха:*

$$\boxed{\frac{n_1}{n_2} = \frac{V_1}{V_2}} \dots \dots \dots (38)$$

или

$$\boxed{\frac{V}{n} \text{ или } \frac{n}{V} = \text{constant}} \dots \dots \dots (38a)$$

и отсюда:

$$n_2 = n_1 \frac{V_2}{V_1}$$

или

$$V_2 = V_1 \frac{n_2}{n_1}.$$

При этом предполагается, что имеющиеся в трубопроводе сопротивления, как и сам трубопровод остаются неизменными.

Давления сильно увеличиваются с числом оборотов и изменяются пропорционально квадрату числа оборотов. Поэтому:

б) *Отношение между числом оборотов и высотой давления:*

(Это отношение находится в зависимости от работы сжатия колесных лопаток и поясняется в главе VII).

$$\boxed{\frac{h_1}{h_2} = \frac{n_1^2}{n_2^2}} \dots \dots \dots (39)$$

или

$$\boxed{\frac{n_1}{n_2} = \sqrt{\frac{h_1}{h_2}}} \dots \dots \dots (39)$$

или

$$\boxed{\frac{h}{n^2} \text{ или } \frac{n}{\sqrt{h}} = \text{constant}} \dots \dots \dots (39-a).$$

Отсюда:

$$h_2 = h_1 \frac{n_2^2}{n_1^2}$$

или

$$n_2 = n_1 \sqrt{\frac{h_2}{h_1}}$$

При этом количество подаваемого воздуха повысилось так же, как и число оборотов (уравн. 38).

Пример 7. Вентилятор подает при числе оборотов в мин. $n_1 = 480$ количество $V_1 = 1,7$ м³/сек. при общем давлении $h_{g_1} = 20$ мм вод. ст. Тогда имеем при двойном числе оборотов $n_2 = 960$ количество подаваемого воздуха по уравнению (38):

$$V_2 = V_1 \frac{n_2}{n_1} = 1,7 \frac{960}{480} = 1,7 \cdot 2 = 3,4 \text{ м}^3/\text{сек.},$$

т.е. удвоенное количество. Высота давления по уравнению (39) будет:

$$h_{g_2} = h_{g_1} \frac{n_2^2}{n_1^2} = 20 \cdot \frac{960^2}{480^2} = 80 \text{ мм вод. ст.}$$

т.е. при двукратном повышении числа оборотов начальная высота давления увеличилась в $2^2 = 4$ раза.

В том же отношении как общее давление h_g повышается с числом оборотов также и статическое давление h_s . Динамическое давление h_d находится в зависимости от скорости $w = \frac{V}{F}$ по уравн. (25):

$$h_d = \frac{w^2}{2g} \cdot \gamma$$

и поэтому, несмотря на пропорциональное увеличение объема газа V к числу оборотов n , динамическое давление повышается пропорционально квадрату числа оборотов.

Если в уравнение (39) вместо величин n вставить из уравнения (38) пропорциональные им величины V , то получаем:

с) *Отношение между количеством подаваемого воздуха и высотой давления:*

$$\boxed{\frac{V_1}{V_2} = \sqrt{\frac{h_1}{h_2}}} \quad \text{или} \quad \boxed{\frac{h_1}{h_2} = \frac{V_1^2}{V_2^2}} \quad \dots \dots (40)$$

и отсюда:

$$V_2 = V_1 \sqrt{\frac{h_2}{h_1}} \quad \text{или} \quad h_2 = h_1 \frac{V_2^2}{V_1^2}$$

Из последнего уравнения можно вывести следующий закон для вентиляторов, а именно:

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{\sqrt{h_1}}{\sqrt{h_2}}$$

путем перестановки:

$$\frac{V_1}{\sqrt{h_1}} = \frac{V_2}{\sqrt{h_2}},$$

а потому:

$$\boxed{\frac{V}{\sqrt{h}} = \text{constant}} \quad \dots \dots \dots (41)$$

или

$$\boxed{\frac{h}{V^2} \text{ или } \frac{V^2}{h} = \text{constant}} \quad \dots \dots \dots (41a)$$

Однако, следует еще раз подчеркнуть, что при этом как поперечное сечение канала и длина его, так и имеющиеся сопротивления не должны подвергаться никаким изменениям, ибо в противном случае эти величины, вследствие приведенных выше оснований, также изменяются.

Величины, определяемые уравнениями от (38) до (40) имеют на практике некоторое отклонение, причиной чего является переменная величина потерь от ударов при входе газа в лопатки. Однако эти потери целесообразной конструкцией лопаток (см. главу VII) можно свести до минимума, на что разумеется, должно быть обращено особое внимание, если имеется в виду построить вентилятор правильной конструкции.

Итак, если при определенной конструкции и величине вентилятора и при данной высоте давления известно количество газа, то по уравнению (40) можно без затруднения определить всякое другое количество газа и высоту давления.

Пример 8. Вентилятор подает количество воздуха $V_1 = 2,36$ м³/сек. при общем давлении $h_{v1} = 30$ мм вод ст.

Тогда h_{g_2} при количестве воздуха $V_2 = 3,54$ м³/сек. выразится по уравнению (40):

$$h_{g_2} = h_{g_1} \frac{V_2^3}{V_1^3} = 30 \frac{3,54^3}{2,36^3} = \approx 67,5 \text{ мм вод. ст.}$$

Число оборотов повысилось в равном отношении с количеством подаваемого воздуха, т.-е. в 1,5 раза:

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{2,36}{3,54} = \frac{1}{1,5}$$

3. Процесс давления во всасывающем и нагнетающем трубопроводах.

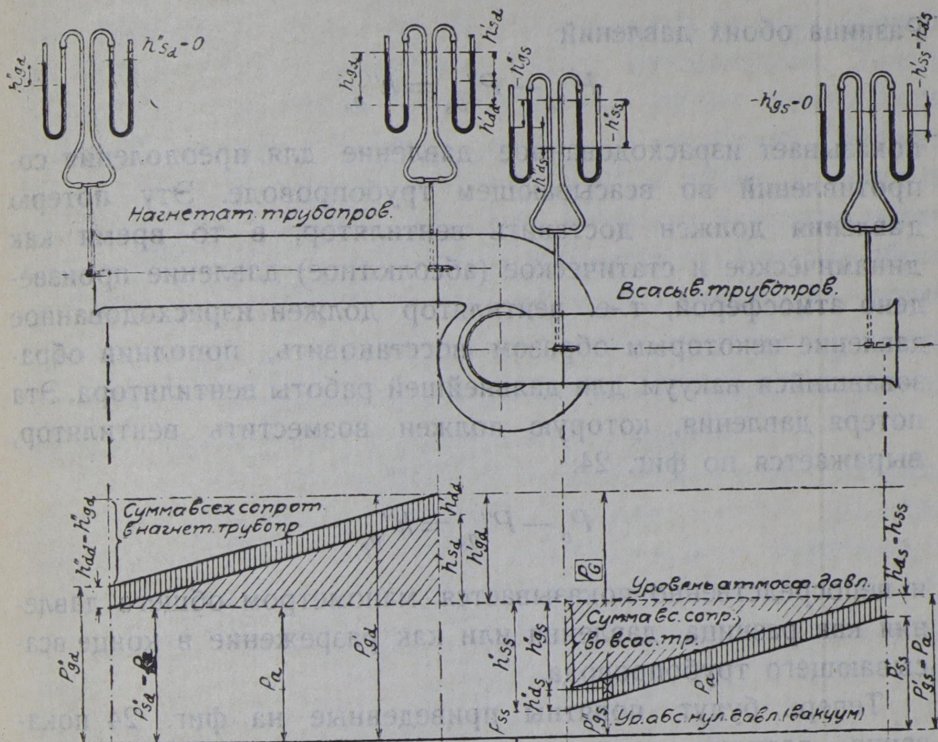
Из вышеизложенных объяснений вытекает, что скорость газа и динамическое давление h_d у вентилятора с присоединенным всасывающим и нагнетающим трубопроводами одинакового сечения с начала до конца остается постоянной как теоретически, так и с достаточной для практики точностью. При этом, конечно, предполагается, что ни длина присоединенного трубопровода, ни прочие сопротивления никаким изменениям не подвергаются, так как с изменением сопротивления тотчас же изменяется и количество подаваемого воздуха, а с ним и другие скорости (см. главу IV). Статическое, а с ним и общее давление, в противоположность динамическому давлению, изменяются непрерывно. Наглядную картину этого дает фиг. 24, при помощи которой представляется возможным более подробно исследовать процесс давления.

а) Всасывающий трубопровод.

Как только вентилятор пущен в ход, во всасывающем трубопроводе образуется вакуум, вследствие чего находящийся в помещении воздух нагнетается в трубопровод давлением атмосферы. Процесс этот будет понятнее, если, оставив в стороне вентилятор, представить себе всасывающий трубопровод в роли нагнетательного трубопровода. Атмосфера в данном случае принимает на себя некоторым образом функции вентилятора и проталкивает воздух с соответствующей

щей скоростью через трубу. Общее давление в начале трубопровода есть атмосферное давление, а потому по фиг. 24:

$$P'_{gs} = P'_{ss} + h'_{ds} = P_a.$$



Фиг. 24.

h'_{sd} и h''_{sd} = стат. рабоч. давление.

h'_{dd} и h''_{dd} = динам. " "

h'_{gd} и h''_{gd} = общее " "

P'_{sd} и P''_{sd} = абсол. стат. давление.

P'_{gd} и P''_{gd} = " общее "

— h'_{ss} и h''_{ss} = стат. давление

h'_{ds} и h''_{ds} = динам. " "

— h'_{gs} и h''_{gs} = общее " "

P'_{ss} и P''_{ss} = абс. стат. давление

P'_{gs} и P''_{gs} = " общее "

P_a = атмосфер. давление.

P_G = общая разница давлений.

В начале и в конце нагнетательного трубопровода.

В начале и в конце всасывающего трубопровода.

Соответственно сопротивлениям в трубе общее давление падает к концу всасывающего трубопровода, а именно:

$$P'_{gs} = P'_{s_s} + h''_{d_s} = P_a - h''_{g_s}.$$

Разница обоих давлений:

$$P'_{gs} - P'_{g_s} = h''_{g_s}$$

показывает израсходованное давление для преодоления сопротивлений во всасывающем трубопроводе. Эту потерю давления должен доставить вентилятор, в то время как динамическое и статическое (абсолютное) давление произведено атмосферой, т.-е. вентилятор должен израсходованное давление некоторым образом восстановить, пополнив образовавшийся вакуум для дальнейшей работы вентилятора. Эта потеря давления, которую должен возместить вентилятор, выражается по фиг. 24:

$$P_a - P'_{g_s} = h''_{g_s},$$

и непосредственно показывается манометром общего давления как разница давления или как разрежение в конце всасывающего трубопровода.

Теперь будут понятны приведенные на фиг. 24 показания величин в начале всасывающего трубопровода, которые казались до этого ошибочными. По этим показаниям $h'_{g_s} = 0$ и $h'_{s_s} = h'_{d_s}$, при чем необходимо всегда иметь в виду, что измеренные давления во всасывающем трубопроводе суть только разрежения или, яснее выражаясь, дополнительные давления для полученных от атмосферы абсолютных давлений. Поэтому h'_{g_s} было бы дополнением для P'_{gs} до P_a . Но как уже упомянуто и как видно из фиг. 24,

$$P'_{gs} = P_a,$$

следовательно

$$h'_{g_s} = P_a - P'_{g_s} = 0.$$

Для P'_{s_s} дополнением будет:

$$h'_{s_s} = P_a - P'_{s_s} = h'_{d_s},$$

чем и объясняется показание манометра.

б) Нагнетательный трубопровод.

В нем условия давлений подобны вышеописанным, но для измерения они более просты. В предыдущем объяснено как появилась наивысшая величина вакуума во всасывающем трубопроводе непосредственно перед вентилятором. Теперь начинается собственно уплотнительная работа вентилятора, который должен перевести воздух из состояния разрежения до высоты атмосферного давления и далее до наивысшей величины общего давления. Поэтому в начале нагнетательного трубопровода обнаруживается наибольшее общее давление h'_{gd} , которое в этом месте составляется из достигнутой наивысшей величины статического давления h'_{sd} и динамического давления h_{dd} . Абсолютное давление получается путем прибавления атмосферного давления P_a .

По длине трубопровода со включенными в него сопротивлениями статическое давление медленно падает от преодоления сопротивлений и в конце нагнетательного трубопровода становится $h''_{sd} = 0$. Высота динамического давления на всем протяжении трубопровода постоянна, поскольку трубопровод имеет везде одинаковое поперечное сечение, и таким образом, как уже прежде выяснено, имеющееся в конце нагнетательного трубопровода общее давление равно динамическому давлению.

4. Рабочая и полезная производительность вентилятора.

Как вытекает из предыдущего и из фиг. 24, вентилятор должен поднять давление от разрежения h''_{gs} до давления h'_{gd} . Эта работа на фиг. 24 обозначена как

„разница давления P_G “,

которая определяется как „разница абсолютных общих давлений непосредственно перед и за вентилятором“, так что:

$$P_G = P'_{gd} - P''_{gs}.$$

Здесь:

$$P'_{gd} = P_a + h'_{gd}$$

т.-е. равно сумме, состоящей из атмосферного давления и из измеренного в нагнетательном трубопроводе непосред-

ственно у вентилятора общего давления.

Далее:

$$P''_{gs} = P_a - h''_{gs}.$$

т.-е. равна разнице между атмосферным давлением и измеренным во всасывающем трубопроводе непосредственно у вентилятора общим давлением. По показанию манометра в данном случае:

$$P_G = h''_{gs} + h'_{ga}.$$

Произведенная вентилятором высота давления P_G является в действительности работой давления для преодоления сопротивлений во всасывающем и нагнетательном трубопроводах (это есть произведенная статическая высота давления $h''_{gs} + h'_{ga}$) и содержит в себе динамическую высоту

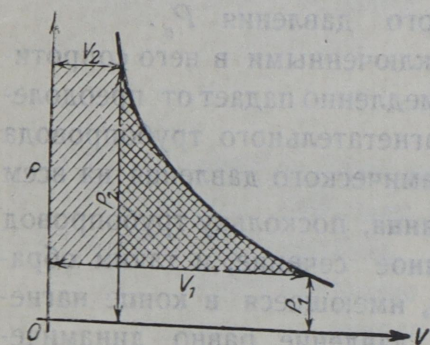
давления для преодоления инертности неподвижного воздуха. Затраченная вентилятором работа называется „полезной работой“ и определяется следующими взаимоотношениями.

По уравнению (6) произведение из давления на объем выражается $P \cdot v = \text{constant}$.

Если P и v нанести в прямоугольной системе координат,

то получается равносторонняя гипербола, которая, как известно, имеет для каждой точки то свойство, что образуемые из координат x и y прямоугольники имеют равновеликую площадь. Итак $x \cdot y$ или $P \cdot v = \text{const.}$ (см фиг. 25).

По законам термодинамики крестообразно заштрихованная площадь есть работа сжатия, а просто заштрихованная площадь — работа для движения газа. Разобранный случай представляет „изотермическую линию сжатия“, или „изотермическое изменение состояния“, которое предполагает сохранение постоянных температур при работе сжатия. Каждое сжатие производит, однако, повышение температуры, а иногда и очень значительное, которое требует большей затраты работы, если не представляется возможным отвести теплоту. Это касается и вентиляторов и поэтому, по всей вероятности,



Фиг. 25.

нужно было бы принимать в расчет „адиабатическую работу сжатия“, которая по величине своей больше изотермической на то количество работы, которое затрачено для повышения температуры. Использовать, однако, достигнутое нагревание практически не представляется возможным, а потому оно не может рассматриваться как „полезная работа“ и следовательно, не может приниматься в расчет. Если подаваемые газы в определенных случаях (напр. при сушильных установках) должны нагреваться, то это выгоднее достигается посредством введения теплоты из другого источника энергии; это значительно более экономно, в отношении затраченной энергии, чем слабое нагревание, получаемое от работы сжатия у вентиляторов. Поэтому для расчета вентиляторов нужно брать в основание только изотермическую полезную работу, которая, как уже сказано, составляется из обеих заштрихованных площадей фигуры 25. Эта величина площади определяется из свойств равносторонней гиперболы, а именно:

$$L = P \cdot V \ln \frac{P_2}{P_1}$$

где L показывает полезную работу в мкг/сек., если P выражено в кг/м² или в мм вод. ст., а V в м³/сек.

Теперь разберем пример. Возьмем для P следующие значения: $P_1 = 10300$ мм вод. ст и $P_2 = 10800$ мм вод. ст. Эти давления дадут следующую разницу давлений:

$$P_G = 10800 - 10300 = 500 \text{ мм вод. ст.}$$

если принять P_1 , как P''_{gs} и P_2 как P'_{gd} .

Объем всасываемого газа равен $V_1 = 2,0$ м³/сек., тогда получим по уравнению (2) $V_2 = V_1 \frac{P_1}{P_2} = 2 \frac{10300}{10800} = \approx 1,85$ м³/сек.

Эти величины нанесены на фиг. 26 и дают довольно малую рабочую площадь, несмотря на принятую, относительно высокую, разницу давления P_G . Поэтому рабочую площадь можно заменить с вполне достаточной точностью трапецией, высота которой равна P_G а длина равна среднему

объему $V_m = \frac{V_1 + V_2}{2}$ Отсюда вытекает:

полезная производительность вентилятора

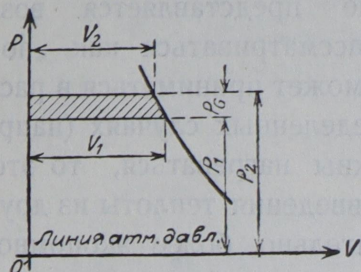
$$\boxed{L = V_m \cdot P_G} \dots \dots \dots (42)$$

где обозначают:

V_m = средний объем газа в м³/сек.,

P_G = полученная разница общих давлений в мм вод. ст.,

L = полезная производительность в мкг/сек.



Фиг. 26.

P_G и V_m определяются различно, смотря по тому, работает ли вентилятор со всасывающим или нагнетательным трубопроводом, или с обоими, или без всяких трубопроводов.

Для вентиляторов низкого давления, т.-е. для давлений до 100 мм вод. ст., в большинстве

случаев, достаточно, если для V_m принять объем, определенный во всасывающей трубе, по возможности ближе к вентилятору.

В прејскурантах показанное общее давление обозначает разницу общих давлений P_G и тогда уравнение (42) в соединении с соответствующим подаваемым количеством воздуха в м³/сек. принимает форму:

$$L = V \cdot h_g.$$

Определение P_G и V_m при вычислении производительности вентиляторов находится в зависимости особенно от присоединенных к ним трубопроводов, о чем подробно говорится ниже.

5. Определение P_G и V_m при различных вентиляторных установках.

а) Определение P_G и V_m при вентиляторах со всасывающим и нагнетательным трубопроводом. Для этих вентиляторов „разница общего давления“ выразится как разница абсолютных общих давлений непосредственно перед и за вентилятором согласно фиг. 27:

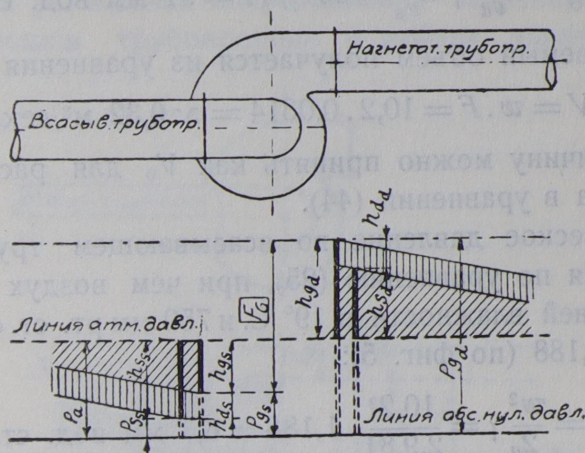
$$P_G = P_{gd} - P_{gs} \dots \dots \dots (43)$$

или по показанию манометра

$$P_G = h_{gd} + h_{gs} \dots \dots \dots (43a)$$

„Средний объем“ определяется из среднего арифметического абсолютных общих давлений перед и за вентилятором согласно закону Бойля — Гей-Люссака, уравнение (5):

$$V_m = V_0 \cdot \frac{P_{s_0} (t_1 + 273)}{\frac{P_{gs} + P_{gd}}{2} (t_0 + 273)} \quad (44)$$



Фиг. 27.

Здесь обозначают:

- V_0 = измеренный в каком-нибудь месте объем в м³/сек.
- P_{s_0} = абсолютное статическое давление в мм вод. ст. в месте измерения V_0 ,
- t_0 = температура в ° С. в месте измерения V_0 ,
- t_1 = относящаяся к P_{gs} температура в ° С.
- $\frac{P_{gs} + P_{gd}}{2}$ = среднее арифметическое из абсолютных высот общего давления непосредственно перед и за вентилятором.

Пример 9. На одном вентиляторе при испытании, как показано на фиг. 27, определены следующие величины:

Барометрическое давление в помещении, где производилось испытание, $b = 750$ мм рт. ст.

Температура в помещении $t = 19^\circ \text{С}$.

а) Измерения во всасывающем трубопроводе:

Скорость воздуха определенная анемометром в начале всасывающей трубы $w = 10,2$ м/сек.

Диаметр всасывающей трубы $D_s = 200$ мм

Поперечное сечение всасывающей трубы $F = 0,0314$ м²,

Общееразрежение перед вентилятором $h_{gs} = 11$ мм вод. ст.

б) Измерения в нагнетательном трубопроводе:

Общее давление за вентилятором $h_{gd} = 80$ мм вод. ст.

Тогда полученная разница общего давления выразится по уравнению (43а):

$$P_G = h_{gd} + h_{gs} = 80 + 11 = 91 \text{ мм вод. ст.}$$

Засасываемый объем получается из уравнения (24):

$$V = w \cdot F = 10,2 \cdot 0,0314 = \approx 0,32 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Эту величину можно принять как V_0 для расчета среднего объема в уравнении (44).

Динамическое давление во всасывающем трубопроводе определяется по уравнению (25), при чем воздух предполагается средней влажности в 19° С. и 750 мм рт. ст. с удельным весом $\gamma = 1,188$ (по фиг. 5):

$$h_{ds} = \frac{w^2}{2g} \gamma = \frac{10,2^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 1,188 = 6,3 \text{ мм вод. ст.}$$

Атмосферное давление равно:

$P_a = 750$ мм рт. ст. или 10196 мм вод. ст. (по фиг. 3); тогда получаем:

$$P_{s_0} = P_a - (h_{gs} + h_{ds}) = 10196 - (0 + 6,3) = \approx 10190 \text{ мм вод. ст.}$$

$$P_{gs} = P_a - h_{gs} = 10196 - 11 = 10185 \text{ мм вод. ст.}$$

$$P_{gd} = P_a + h_{gd} = 10196 + 80 = 10276 \text{ мм вод. ст.}$$

Температура воздуха внутри всасывающей трубы не изменилась, потому что воздух не испытал еще никакого уплотнения. В этом случае $t_1 = t_0 = 19^\circ \text{С.}$ — температуре помещения и температуры можно при расчете не принимать во внимание, так как они в уравнении (44) взаимно сокращаются.

Из всех этих величин определяется „средний объем“:

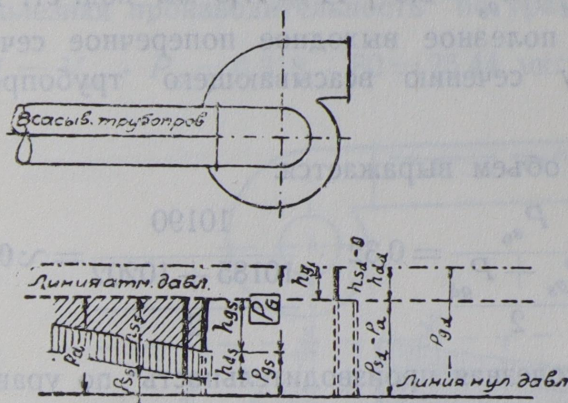
$$V_m = V_0 \frac{P_{s_0}}{\frac{P_{gs} + P_{gd}}{2}} = 0,32 \frac{10190}{\frac{10185 + 10276}{2}} = \approx 0,319 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Поэтому „полезная производительность“ вентилятора по уравнению (42) выразится:

$$L = V_m \cdot P_G = 0,319 \cdot 91 = \approx 29,03 \text{ мкг/сек.}$$

б) Определение P_G и V_m при вентиляторах со всасывающим трубопроводом, но без нагнетательного трубопровода (всасывающие вентиляторы).

При этих установках сопротивления встречаются только во всасывающем трубопроводе и работа давления состав-



Фиг. 28.

ляется из разрежения h_{gs} в конце всасывающего трубопровода и динамического давления h_{gd} при выходе из вентилятора, которое, как изложено в главе III, параграф 3 в данном случае равноценно общему давлению h_{gd} . Эта высота давления характеризует поданное вентилятором количество и надо, разумеется, предполагать, что и вентилятор также рассчитан в соответствии с этим потребным подаваемым количеством и в соответствии с имеющимися сопротивлениями во всасывающем трубопроводе.

„Разница общего давления“ определяется по фиг. 28:

$$P_G = P_{gd} - P_{gs}$$

или по показанию манометра, принимая в соображение, что $h_{gd} = h_{gd}$, получаем:

$$P_G = h_{gd} + h_{gs} \dots \dots \dots (45)$$

„Средний объем“ определяется так же, как и при вентиляторах со всасывающим и нагнетательным трубопроводом по уравнению (44):

$$V_m = V_0 \frac{P_{s_0} (t_1 + 273)}{\frac{P_{gs} + P_{gd}}{2} (t_0 + 273)} .$$

Пример 10. Взявши данные из примера 9-го, получаем „разницу общих давлений“:

$P_G = h_{da} + h_{gs} = 6,3 + 11 = 17,3$ мм вод. ст. в предположении, что полезное выходное поперечное сечение равно поперечному сечению всасывающего трубопровода, т.е. $h_{da} = h_{ds}$.

Средний объем выражается:

$$V_m = V_0 \frac{P_{s_0}}{\frac{P_{gs} + P_{gd}}{2}} = 0,32 \cdot \frac{10190}{\frac{10185 + 10202}{2}} = \sim 0,3195 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Тогда „полезная производительность“ по уравнению (42):

$$L = V_m \cdot P_G = 0,3195 \cdot 17,3 = \sim 5,53 \text{ мкг/сек.}$$

с) Определение P_G и V_m при вентиляторах с нагнетательным трубопроводом, но без всасывающего трубопровода (нагнетающие вентиляторы). Здесь нет статической работы во всасывающем трубопроводе и абсолютное общее давление перед вентилятором выражается в $P_{gs} = P_a$, т.е. равно атмосферному давлению, а потому „разница общего давления“ по фиг. 29:

$$P_G = P_{gd} - P_a \dots \dots \dots (46)$$

или по показанию манометра:

$$P_G = h_{sd} + h_{da} = h_{gd} \dots \dots \dots (46-a)$$

„Средний объем“ выражается:

$$V_m = V_0 \frac{P_{s_0} (t_1 + 273)}{\frac{P_a + P_{gd}}{2} (t_0 + 273)} \dots \dots \dots (47)$$

Пример 11. Взявши опять - таки данные из примера 9-го, получаем „разницу общих давлений“:

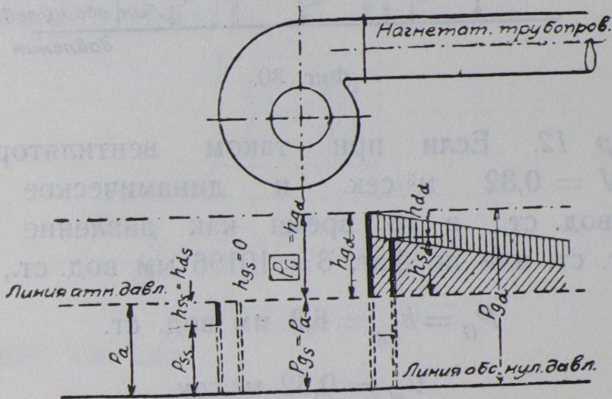
$$P_G = h_{ga} = 80 \text{ мм вод. ст.}$$

„Средний объем“ выражается по уравнению (47):

$$V_m = 0,32 \frac{10190}{\frac{10196 + 10276}{2}} = \approx 0,318 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

откуда „полезная производительность“ по уравнению (42):

$$L = V_m \cdot P_G = 0,318 \cdot 80 = 25,44 \text{ мкг/сек.}$$



Фиг. 29.

d) Определение P_G и V_m при вентиляторах без всякого трубопровода. При таких установках вентилятор не имеет для преодоления никаких особых сопротивлений и поэтому производит только работу продвижения газа.

Из фиг. 30 получаем „разницу общего давления“:

$$P_G = h_{ga} = h_{da} \dots \dots \dots (48)$$

Для среднего объема здесь может быть принят объем, определенный у всасывающего отверстия, так как динамическое давление в данном случае незначительно, а более или менее существенное повышение температуры

ваемых количеств, так как h пропорционально квадрату V . Поэтому получается:

а) Отношение между производительностью и подаваемым количеством:

$$\boxed{\frac{L_1}{L_2} = \frac{V_1^3}{V_2^3}} \dots \dots \dots (50)$$

или

$$\boxed{\frac{L}{V^3} = \frac{V \cdot h}{V^3} = \frac{h}{V^2} = \text{constant}} \dots \dots \dots (50-a)$$

V находится с n в простом отношении, а потому имеем:

б) Отношение между производительностью и числом оборотов.

$$\boxed{\frac{L_1}{L_2} = \frac{n_1^3}{n_2^3}} \dots \dots \dots (51)$$

или

$$\boxed{\frac{L}{n^3} = \frac{V \cdot h}{n^3} = \text{constant}} \dots \dots \dots (51-a)$$

И наконец, так как

$$\frac{V_1}{V_2} = \sqrt{\frac{h_1}{h_2}},$$

то

с) Отношение между производительностью и высотой давления будет:

$$\boxed{\frac{L_1}{L_2} = \frac{(\sqrt{h_1})^3}{(\sqrt{h_2})^3}} \dots \dots \dots (52)$$

или

$$\boxed{\frac{L_1^2}{L_2^2} = \frac{h_1^3}{h_2^3}} \dots \dots \dots (52-a)$$

или

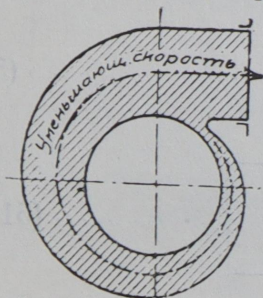
$$\boxed{\frac{L}{(\sqrt{h})^3} = \frac{L^2}{h^3} = \frac{V^2 \cdot h^2}{h^3} = \frac{V^2}{h} = \text{constant}} \dots \dots (52-b)$$

V. ДЕЙСТВИЕ ДИФFUЗОРА, ВЫПРЯМИТЕЛЬ ТЕЧЕНИЯ, ЭКВИВАЛЕНТНЫЙ ДИАМЕТР, НИЗШАЯ И ВЫСШАЯ ПОЛЕЗНАЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ, КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ И ПОТРЕБНАЯ СИЛА.

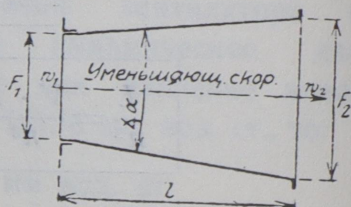
1. Диффузор.

В предыдущей главе было предположено, что все описываемые вентиляторы имеют так называемое „выходное помещение“, которое очень часто называется еще „диффузором“. Под этим нужно понимать лежащее вокруг лопастного колеса, спирально расширяющуюся часть кожуха, которая на фиг. 31 изображена в заштрихованном виде.

Посредством этого расширения скорость газа постепенно понижается и превращается в статическое давление. У некоторых, в особенности старой конструкции, вентиляторов, такие спи-



Фиг. 31.



Фиг. 32.

ральные кожухи отсутствуют, отчего подаваемый газ течет с относительно высокой скоростью, которая едва ли может быть в дальнейшем в полной мере использована. Чтобы такие вентиляторы работали рационально, их необходимо снабжать особым диффузором, который представляет собою в этом случае конически расширяющуюся трубу, привинчиваемую непосредственно к выходной раме. Изображение этого диффузора показано на фиг. 32. Чтобы установить различие между обоими (фиг. 31 и 32) диффузорами, будем называть первый „спиральным кожухом“, а второй—„диффузором“. Нужно заметить, что законы действия обоих одинаковы.

Как уже указано, вследствие постепенного расширения соответственно понижается скорость газа. Этим понижается также и динамическое давление, и освобождающееся давле-

ние переходит в статическое, но, конечно, не в полной мере, так как часть его уже израсходуется на потери от трения и вихрей. Диффузор такого рода применяется не только для вентиляторов без спирального кожуха, но часто и для всякого другого вентилятора, если имеется в виду понизить бесполезно высокую скорость и частично превратить ее в статическое давление. Вопрос должен в каждом отдельном случае решаться особо. Некоторые фирмы намеренно строят вентиляторы с высокой выходной скоростью, чтобы достичь наименьшего размера кожуха, но это ни в коем случае нельзя принять за правило.

Перейдем теперь к рассмотрению действия диффузора. Обозначим по фиг. 32:

F_1 = входное поперечное сечение диффузора в м^2 ,

F_2 = выходное " " " " "

w_1 = входная скорость газа в м/сек. ,

w_2 = выходная " " "

h_{d_1} = динамическое давление у F_1 , в мм вод. ст

h_{d_2} = " " " F_2 в мм " "

h'_s = увеличение статического давления в мм вод. ст.

Если бы действие диффузора могло быть полностью использовано, увеличение статического давления h'_s теоретически было бы равно разнице динамических давлений h_{d_1} и h_{d_2} :

$$\boxed{h'_{s \text{ теоретическое}} = h_{d_1} - h_{d_2}} \quad \dots \dots \dots (53)$$

или

$$\boxed{h'_{s \text{ теоретическое}} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} \cdot \gamma} \quad \dots \dots \dots (53-a)$$

Но это однако не верно, и каждый диффузор работает с большим или меньшим коэффициентом полезного действия η_d , который находится в зависимости от угла наклона α (фиг. 32). Чем больше этот угол, тем меньше коэффициент полезного действия, а потому диффузор должен быть

построен настолько удлинненным, насколько это практически возможно. Точных исследований о коэффициенте полезного действия диффузора пока еще не имеется.

Биль дает приближенную величину:

$$\eta_d = 1 - \frac{\left(\frac{F_2}{F_1} - 1\right) \sin \alpha}{\frac{F_2}{F_1} + 1}, \dots \dots \dots (54)$$

откуда получается действительное увеличение давления:

$$h'_s = h'_d \cdot \eta_{s \text{ теоретическ.}} \dots \dots \dots (54-a)$$

Пример 13. Вентилятор подает $V = 0,41 \text{ м}^3$ воздуха в секунду через выходное отверстие диаметром в 200 мм, соответственно чему поперечное сечение $F_1 = 0,0314 \text{ м}^2$. В этом месте общее давление $h_{g_1} = 45 \text{ мм вод. ст.}$ Установленный диффузор расширяется до диаметра 400 мм, соответственно чему поперечное сечение $F_2 = 0,126 \text{ м}^2$, при длине $l = 600 \text{ мм}$. Угол уклона при этом $\alpha = \sim 19^\circ$. Скорость воздуха получается по уравнению (24):

$$w_1 = \frac{V}{F_1} = \frac{0,41}{0,0341} = \sim 13 \text{ м/сек.}$$

и

$$w_2 = \frac{V}{F_2} = \frac{0,41}{0,126} = \sim 3,25 \text{ м/сек.}$$

Соответствующее динамическое давление получается при $\gamma = 1,2 \text{ кг/м}^3$:

$$h_{d_1} = \frac{w_1^2}{2g} \cdot \gamma = \frac{13^2}{19,62} \cdot 1,2 = \sim 10,3 \text{ мм вод. ст.}$$

и

$$h_{d_2} = \frac{w_2^2}{2g} \cdot \gamma = \frac{3,25^2}{19,62} \cdot 1,2 = \sim 0,65 \text{ мм вод. ст.}$$

„Теоретическое“ увеличение давления по уравнению (53):

$$h'_{s \text{ теоретич.}} = h_{d_1} - h_{d_2} = 10,3 - 0,65 = \sim 9,65 \text{ мм вод. ст.}$$

Коэффициент полезного действия диффузора по уравнению (54) при $\sin \alpha (19^\circ) = 0,326$:

$$\eta_d = 1 - \frac{\left(\frac{0,126}{0,0314} - 1 \right) \cdot 0,326}{\frac{0,126}{0,0314} + 1} = \sim 0,80, \text{ т.-е. } 80\%.$$

Следовательно, действительное увеличение статического давления:

$$h_s = 9,65 \cdot 0,80 = \sim 7,72 \text{ мм вод. столба,}$$

а потому:

$$\text{потеря давления } 9,65 - 7,72 = 1,93 \text{ мм. вод. столба.}$$

Если высоты давления в начале диффузора были:

$$h_{d_1} = 10,3 \text{ мм вод. ст.};$$

$$h_{g_1} = 45 \text{ мм вод. ст.};$$

$$h_{s_1} = 45 - 10,3 = 34,7 \text{ мм. вод. ст.}$$

то давления в конце диффузора будут:

$$h_{d_2} = 0,65 \text{ мм вод. ст.};$$

$$h_{s_2} = 34,7 + 7,72 = 42,42 \text{ мм вод. ст.};$$

$$h_{g_2} = 42,42 + 0,65 = 43,07 \text{ мм вод. ст.}$$

Отсюда опять получается потеря общего давления в диффузоре вследствие трения и вихрей:

$$h_{g_1} - h_{g_2} = 45 - 43,07 = 1,93 \text{ мм вод. столба.}$$

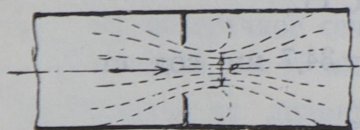
Если вентилятор при выходе из диффузора должен производить общее давление $h_{g_2} = 45$ мм водяного столба, то в общей сложности вентилятор должен дать:

$$h_{g_1} = 45 + 1,93 = \sim 47 \text{ мм вод. столба.}$$

Опыты над коэффициентом полезного действия диффузора только недавно начались и должны быть продолжены. При этих опытах обнаружилось, что повидимому при форме диффузора с так называемым „перехватом“ могут быть достигнуты более высокие коэффициенты полез-

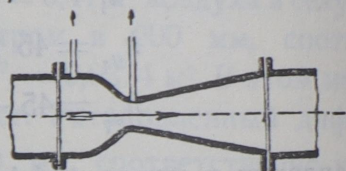
ного действия, чем у вышеописанных простых прямолинейных диффузоров.

При прохождении газа через узкое отверстие, самое узкое место течения газа—перехват находится не в самом отверстии, а несколько позади его, как это изображено на фиг. 33. В этом месте перехвата появляются более или менее значительные газовые вихри, которые вызывают потери давления. Вихревые движения можно устранить, если в этом месте поставить сопло, которое по своей форме соответствует линиям течения газа. На этом основании построено так называемое „сопло Вентури“, которое применяется в производстве вентиляторов и особенно в производстве компрессоров для более точных измерений объемов газа (см. фиг. 34).



Фиг. 33.

Присоединение манометра



Фиг. 34.

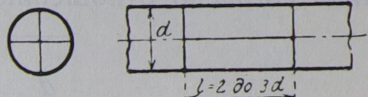
Потери здесь, разумеется, также не могут быть полностью устранены, но они бывают относительно незначительны, так что достигаются коэффициенты полезного действия свыше 90%, которые определяются посредством испытания.

Подобные „перехваты“ бывают также и у упомянутых вначале диффузоров и оказываются за их входными отверстиями, при чем очевидно, что потери должны быть тем больше, чем больше угол уклона α (см. фиг. 32).

2. Выпрямитель течения и „эквивалентный диаметр“ для прямоугольных каналов.

По уравнению (24) скорость газа получается из количества газа и поперечного сечения канала $w = \frac{V}{F}$. Этот закон относится только к круглому поперечному сечению, при условии, что газ занимает поперечное сечение полностью.

Но в действительности движение газа идет не по прямой линии, а винтообразно (вихревое течение), если в канале не устроены особые приспособления,—так называемые „выпрямители течения“, которые приводят течение газа в прямолинейное движение. Самыми употребительными выпрямителями течения являются—два крестообразно установленных тонких железных листа (фиг. 35) длиной равные двухкратному—трехкратному диаметру трубы; эти листы вделываются в тех местах, где нужно достигнуть прямолинейного течения газа.

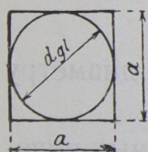


Фиг. 35.

При испытаниях производительности на испытательной станции выпрямители безусловно необходимы, если желательно произвести точные измерения количеств и скорости газа.

Несколько установленных одно за другим проволочных сит также часто применяются как выпрямитель, причем прохождение газа ими мало затрудняется.

Винтообразное движение газа практически не имеет значения, поскольку газ проходит через круглые трубопроводы. Иначе, однако, обстоит дело при прямоугольных каналах, которые вызывают вихревые движения, при чем движения эти тем сильнее, чем больше поперечное сечение канала отклоняется от квадрата, принимая удлиненную прямоугольную форму. Таким образом, круглое поперечное сечение для движения газа является наивыгоднейшим так как оно в проекции точно соответствует геометрической



Фиг. 36.

форме винтовой линии. Кроме того, круг из всех других фигур равной площади имеет наименьший периметр, а это при трубопроводах важно в том отношении, что сопротивления трения на стенках трубы получаются наименьшими.

Из приведенных соображений можно заключить, что прямоугольное поперечное сечение не может быть полностью использовано течением газа, так как здесь получаются так называемые „мертвые“ углы и пропущенное количество газа есть в действительности только часть количества, определяемого из уравнения (24) $V = w \cdot F$, если для F принято полное поперечное сечение канала. Форма квадрата из всех прямо-

угольников—самая близкая к форме круга и количество газа равняется в этом случае приблизительно количеству, проходящему через площадь круга, вписанного в квадрат (фиг. 36). Квадратный трубопровод при длине сторон a пропускает только то количество газа, которое определяется из вписанной в квадрат площади круга с диаметром $d_{gl} = a$. Диаметр d_{gl} называется „эквивалентным диаметром“ для прямоугольного трубопровода и определяется для каждого прямоугольника согласно отношению:

$$d_{gl} = \frac{2 \cdot a \cdot b}{a + b} \dots \dots \dots (55)$$

или

$$a = \frac{b \cdot d_{gl}}{2b - d_{gl}} \dots \dots \dots (55-a)$$

Здесь обозначает:

a и b = длины сторон прямоугольника в м,

d_{gl} = эквивалентный диаметр в м.

Стороны квадрата равны между собою, т.-е. $b = a$, откуда получаем:

$$\frac{2a \cdot a}{a + a} = d_{gl}, \quad a = d_{gl},$$

т.-е. „эквивалентный диаметр“ квадрата равен диаметру вписанного в него круга.

С введением d_{gl} уравнение (24) при прямоугольных поперечных сечениях преобразуется следующим образом:

$$\omega = \frac{V}{\left(\frac{2ab}{a+b} \right)^2 \frac{\pi}{4}}$$

или

$$\omega = \frac{V}{d_{gl}^2 \frac{\pi}{4}} \dots \dots \dots (56)$$

Железные вентиляторы имеют большей частью прямоугольное поперечное сечение выхода, а потому при них, как и при диффузорах, а также вообще при всех прямоугольных

трубопроводах для определения скорости и количества газа следует всегда принимать соответствующую эквивалентную, круглую площадь поперечного сечения:

$$d_{gl}^2 \frac{\pi}{4}.$$

Пример 14. Как велика скорость газа у выходного поперечного сечения вентилятора при $a = 350$ и $b = 250$ мм, если через него должно проходить $1,3$ м³ газа в секунду?

Поперечному сечению 350×250 мм соответствует:

$$d_{gl} = \frac{2 \cdot 0,35 \cdot 0,25}{0,35 + 0,25} = \approx 0,290 \text{ м}$$

Тогда скорость газа выразится по уравнению (56):

$$w = \frac{V}{d_{gl}^2 \frac{\pi}{4}} = \frac{1,3}{0,066} = \approx 19,7 \text{ м/сек.}$$

Если принять при расчете полное прямоугольное поперечное сечение, то скорость газа получилась бы преуменьшенной, а именно:

$$w = \frac{1,3}{0,35 \cdot 0,25} = \approx 14,8 \text{ м/сек.}$$

3. Низшая и высшая полезная производительность вентилятора.

Высокая скорость газа у вентилятора получается всегда за счет статического давления, и очевидно, было бы поэтому выгоднее строить вентилятор с возможно большим выходным отверстием, при котором скорость будет достаточной для того, чтобы пропустить через выходное поперечное сечение необходимое количество газа. Однако, это не всегда удается полностью провести на практике и поэтому часто возникает необходимость включения диффузора, который понижает давление до нужной высоты, чтобы тем самым увеличить статическое давление. Вентилятор, который должен исполнить непосредственно у выхода статическую работу, при отсутствии особых подводящих трубопроводов показал

бы при включенном диффузоре (для того, чтобы из намеренно высокого динамического давления дополнить статическое давление) более плохой коэффициент полезного действия, чем вентилятор без диффузора, дающий непосредственно у выхода желаемую высоту давления.

Сравним для примера два вентилятора без подводящих трубопроводов с одинаковой производительностью. Один вентилятор построен так, что он тотчас же у выхода дает желаемое отношение динамического и статического давлений, в то время как другой вентилятор имеет значительно более узкое поперечное сечение выхода, а потому у него получается слишком высокое динамическое и слишком низкое статическое давление. Второй вентилятор поэтому должен быть снабжен особым диффузором по фиг. 32, который путем преобразования давлений должен дать требуемое отношение их высот. Теперь ясно, что второй вентилятор должен производить у выхода более высокое общее давление, т.е. производить большую работу, чем первый вентилятор, так как он должен возместить также и потери в диффузоре.

Итак, первый вентилятор по сравнению со вторым имеет некоторую выгоду, которая может быть определена, если для исчисления полезной производительности принять при определении разницы общих давлений P_G только статическое давление h_{sa} у выхода. Исчисленная таким образом производительность называется „низшей полезной производительностью“ в отличие от упомянутой ранее, которая носит название „высшей полезной производительности“.

Поэтому:

а) При вентиляторах без диффузора при определении производительности следует принимать для разницы общих давлений P_G величины, указанные в главе IV 3-а до 3-д, т. е. в общем:

$$P_G = h_{gs} + h_{ga}$$

и тогда получают „высшую полезную производительность“.

б) При вентиляторах с диффузором для разницы общих давлений следует к общему давлению до вентилятора при-

бавить еще только статическое давление после вентилятора, т.-е. в общем:

$$\boxed{P_G = h_{gs} + h_{sd}} \quad (57)$$

и тогда получается „низшая полезная производительность“

4. Коэффициент полезного действия и потребная сила.

Под коэффициентом полезного действия понимают отношение между полезной работой, исполненной вентилятором, и затраченной работой для приведения его в действие.

Обозначим:

$L = V_m \cdot P_G$ в мкг/сек. (по уравн. 42) — исполненная полезная работа, т.-е. полезная производительность.

L_a = затраченная работа для приведения вентилятора в действие в мкг/сек.

η = механический коэффициент полезного действия вентилятора; тогда имеем:

$$\boxed{\eta = \frac{L}{L_a}} \quad (58)$$

Полезная производительность L определяется, как указано в главе IV, параграфе 3. Затраченная на приведение вентилятора в движение работа L_a определяется в зависимости от примененного источника энергии. При трансмиссионных приводах это сопряжено с затруднениями, в особенности тогда, когда ими приводятся в движение несколько машин. Однако, в большинстве случаев определение коэффициента полезного действия производится на испытательной станции, на которой имеется в распоряжении специальный двигатель, лучше всего электромотор постоянного тока, присоединенный к вентилятору либо непосредственно, либо через ременную передачу. Рабочая производительность L_a мотора определяется из показаний амперметра и вольтметра с учетом коэффициента полезного действия электромотора. Этот коэффициент полезного действия при меняющемся числе оборотов бывает различен и опреде-

ляется на основании данных, прилагаемых поставщиками при моторах. Этим определяется рабочая производительность мотора:

$$L_a = E \cdot J \cdot \eta_m \quad \text{в мкг/сек. для постоянного тока. (59)}$$

или

$$L_a = E \cdot J \cdot \cos \varphi \cdot \eta_m \quad \text{в мкг/сек. для переменного тока (59-a)}$$

Здесь обозначает:

E = напряжение тока в вольтах

J = количество тока в амперах

φ = угол опережения (берется из данных характеристики мотора)

η_m = коэффициент полезного действия электромотора.

Из полезной производительности и из коэффициента полезного действия определяется „потребная сила“ для движения вентилятора:

$$L_{\text{эфф.}} = \frac{V_m \cdot P_G}{\eta} \quad \text{в мкг/сек. (60)}$$

или, так как 75 мкг/сек. = 1 Л. С., то

$$N_{\text{эфф.}} = \frac{V_m \cdot P_G}{75 \cdot \eta} \quad \text{в Л. С. (60-a)}$$

За единицу электрической производительности принимают в последнее время киловатт (kW), а именно: 1 Л. С. = 0,736 kW или 1 kW = 102 мкг/сек. Отсюда определяется производительность в kW :

$$N_{\text{эфф.}} = \frac{V_m \cdot P_G}{102 \cdot \eta} \quad \text{в } kW \text{ (60-b)}$$

VI. ВЕЛИЧИНЫ, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИЕ ВЕНТИЛЯТОР.

1. Эквивалентное сопло.

В главе IV отношения между подаваемым количеством, высотой давления, числом оборотов и производительностью построены при неперменном условии, что соответствующие сопротивления не подвергаются никаким изменениям; ибо как только сопротивления меняются, тотчас же появляются другие соотношения указанных величин, которые не поддаются определению расчетом и могут быть установлены только путем опытов. Увеличиваются, например, сопротивления при постоянном числе оборотов, тогда уменьшается подаваемое количество, и наоборот. Если при этом нужно подаваемое количество держать на той же высоте или даже увеличить, то это возможно только путем увеличения числа оборотов.

Для характеристики вентилятора при различных числах оборотов и сопротивлениях и для наглядного изображения границ производительности, в рудничных предприятиях с давших пор введено понятие „эквивалентного отверстия“. Под этим нужно понимать заостренное против течения газа отверстие в тонкой железной стенке, которое соответствует сопротивлениям, возникающим от включения трубопровода. Фиг. 37 изображает такое отверстие, практическое применение которого имеет большие преимущества для испытательных

целей при изготовлении вентиляторов. Эквивалентным отверстием могут быть искусственно заменены всевозможные, встречающиеся на практике, величины полезных сопротивлений, что достигается посредством вдвигания железных заслонок с отверстиями разной величины. Из вышеизложенного можно заключить, что эквивалентное отверстие (как род определенного полезного сопротивления) пропускает только такое подаваемое количество, которое соответствует этому сопротивлению. Если эквивалентное отверстие (сопротивление) изменяется, то тотчас же изменяется и подаваемое количество, при условии, разумеется, сохранения постоянного числа оборотов.

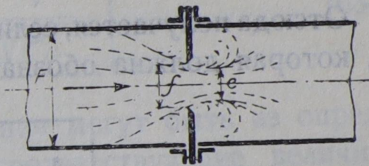


Рис. 37.

По известному уравнению течения газа $V=f \cdot \omega$, и так как $\omega = \sqrt{\frac{k \cdot 2g}{\gamma}}$, то под влиянием произведенной вентилятором разницы общих давлений P_G теоретическое протекающее количество выразится:

$$V=f \sqrt{\frac{P_G \cdot 2g}{\gamma}}$$

где f — поперечное сечение проходного отверстия в м².

Вследствие происходящего сужения струи газа заслонкой (см. фиг. 37) протекающее количество будет, однако, меньше, а именно оно будет соответствовать поперечному сечению сужения e ; при этом потери от трения могут быть игнорированы, так как на практике они незначительны. Поэтому теоретическое протекающее количество должно еще подвергнуться коррективу так называемого „коэффициента расхода k “ (истечения), который находится в зависимости от отношения $\frac{f}{F}$.

Действительное протекающее количество выразится тогда:

$$V=k \cdot f \sqrt{\frac{P_G \cdot 2g}{\gamma}} \dots \dots \dots (61)$$

Отсюда получается, если одновременно f заменить буквой A , которая должна обозначать „эквивалентное отверстие“:

$$A= \frac{V}{k} \sqrt{\frac{\gamma}{P_G \cdot 2g}} \dots \dots \dots (62)$$

Коэффициент расхода k , как сказано, находится в зависимости от отношения $\frac{f}{F}$ (фиг. 37) и тем меньше, чем меньше поперечное сечение f (или A), при условии, что поперечное сечение трубы F остается неизменным.

По предложению Мюрга для рудничных вентиляторов в уравнении (62) $k=0,65$, что приблизительно соответствует встречающимся там на практике отношениям. Для общего производства вентиляторов рекомендуется в „Пра-

вилах для испытаний производительности“ принимать $k = 1$. Эта величина соответствует проходу через совершенно округленное сопло, и обозначая его буквой A_1 , вместо A , получим:

$$A_1 = V \cdot \sqrt{\frac{\gamma}{P_G \cdot 2g}} \dots \dots \dots (63)$$

Далее в „Правилах“ предлагается это сопло именовать „эквивалентным соплом“ в отличие от употребляемого в рудничном деле обозначения „эквивалентное отверстие“.

Принятие в этом уравнении $k = 1$ допустимо, хотя и не всегда соответствует действительности, так как собственно эквивалентным соплом имеется в виду получить только сравнительную величину для различных производительностей вентиляторов различной конструкции и величины. Далее введением $k = 1$ избегается произвольность принятия коэффициента расхода при разных отношениях $\frac{f}{F}$.

Принимая в расчет среднее состояние воздуха, т.е. при 15° температуры помещения и при 750 мм барометрического давления ртутного столба, — удельный вес воздуха средней влажности $\gamma = \sim 1,2$ кг/м³. Этим упрощается уравнение (63):

$$A_1 = 0,247 \frac{V}{\sqrt{P_G}} \dots \dots \dots (63-a)$$

Путем преобразования уравнения могут быть из определенной величины A_1 найдены соответствующие величины для V и P_G .

$$V = A_1 \sqrt{\frac{P_G \cdot 2g}{\gamma}} \dots \dots \dots (64)$$

из уравнения (63), и для средних отношений воздуха по уравнению (63-a):

$$V = A_1 \sqrt{\frac{P_G}{0,247}} \dots \dots \dots (64-a)$$

Далее по уравнению (63):

$$P_G = \left(\frac{V}{A_1} \right)^2 \frac{\gamma}{2g}, \dots \dots \dots (65)$$

и по уравнению (63-а):

$$P_G = 0,06 \left(\frac{V}{A_1} \right)^2 \dots \dots \dots (65-a)$$

При вполне открытом шибере, т.е. при свободном выходном поперечном сечении F_a , последнее равно по площади A_1 , а потому:

$$A_1 = F_a,$$

а при вполне закрытом выходе или трубопроводе:

$$A_1 = 0.$$

Таким образом, величина эквивалентного сопла колеблется между нулем и поперечным сечением выхода F_a . Эквивалентное сопло находит применение при испытании производительности вентилятора на испытательных станциях в виде шибера или, что еще целесообразнее, в виде заслонок, т.е. тонких железных листов с точными центральными отверстиями, размером приблизительно в $\frac{1}{8}$, $\frac{1}{4}$, $\frac{1}{2}$ и $\frac{3}{4}$ поперечного сечения выходного отверстия F_a (смотри фиг. 23 и фиг. 37). Этой заслонкой создаются искусственные сопротивления, при наличии которых представляется возможным определить всякую производительность при изменяющемся числе оборотов. Подобные опыты производятся систематически таким образом, что начинают испытание при вполне закрытом трубопроводе (закрытом шибере или при заслонке без отверстия) и постепенно увеличивают для каждого отверстия число оборотов; полученные величины давлений и объемов записывают в порядке чисел оборотов. При этом нужно обращать внимание на то, чтобы для всех отверстий постоянно брались те же числа оборотов. Таким путем проводится ряд опытов при всех желаемых положе-

функции подаваемого объема. На фиг. 38 показаны высоты давления и объемы для нескольких эквивалентных сопел, какие величины взяты из опытов над одним вентилятором. Этот вентилятор имеет квадратный выход в 650×650 мм, т.е. поперечное сечение выхода $F_a = 0,4225$ м².

Нанесение точек производится следующим систематическим образом. Начинают от найденных путем опытов величин при вполне закрытом трубопроводе и наносят на ось ординат высоты общего давления для установленного числа оборотов. В этом примере числа оборотов приняты в $n = 200, 300, 400, 500, 600$ и 700 , для которых общие давления выражаются: $h_g = 7,5; 16; 29; 42,5; 61$ и 84 мм водяного столба. Эти величины могут лежать только на прямой линии, так как при закрытом вентиляторе подача воздуха не производится; эти давления одновременно являются как общим давлением, так и статическим давлением. Затем наносят величины для следующего эквивалентного сопла, в данном случае $A_1 = 0,1055 = \infty^{1/4} F_a$. Эти величины лежат на параболы; рассчитывают их для указанных выше чисел оборотов, при чем получают следующие результаты:

n	=	200	300	400	500	600	700
$V_{\text{м}^3/\text{сек.}}$.	= ∞	1,0	1,6	2,15	2,7	3,2	3,75
h_g мм вод. ст.	= ∞	6,2	14,0	25,0	38,5	56,0	76,0

Эти величины находятся между собой в закономерном отношении, так как они все находятся в зависимости от одного и того же сопротивления. Так например, в соответствии с таблицей, если $n = 300$ оборотов в минуту, а $V = 1,6$ м³/сек., то объем при $n = 700$ будет:

$$V_2 = V_1 \frac{n_2}{n_1} = 1,6 \frac{700}{300} = \infty 3,75 \text{ м}^3/\text{сек. (по уравнению 38)}$$

или, если $n = 300$ и $h_g = 14$ мм вод. ст., то общее давление при $n = 700$ будет:

$$h_{g_2} = h_{g_1} \frac{n_2^2}{n_1^2} = 14 \frac{700^2}{300^2} = \infty 76 \text{ мм вод. ст. (по уравнению 39).}$$

Таким образом для каждой установленной величины сопла в $1/8, 1/4, 1/2$ и $3/4 F_a$ (причем этот ряд величин может быть расширен еще промежуточными величинами) наносятся в виде

точек соответствующие измеренные величины общих давлений и объемов при тех же числах оборотов, вплоть до конечной параболы при свободном выходе, когда $A_1 = F_a = 0,4225 \text{ м}^2$. Отдельные точки, соответствующие одним и тем же величинам сопел, должны быть между собою соединены в параболы. Далее, нужно отдельные точки, относящиеся к одинаковым числам оборотов, соединить кривыми поперек парабол и, таким образом, наконец получается законченная диаграмма, как это изображено на фиг. 38. В теории кривые чисел оборотов образуют также геометрически точные параболы. Изгибы на верхней части дуги парабол, как это видно на фиг. 38, происходят от неизбежных потерь через зазоры вентилятора.

Обращается еще раз внимание на то, что только те величины производительности находятся в закономерной зависимости между собою, которые относятся к одним и тем же соплам, т.-е. имеют одинаковые сопротивления. Величины с разными отверстиями сопел могут быть определены, как упомянуто выше, только путем опытов.

Из диаграммы можно легко определить границы производительности определенного вентилятора; например, в данном случае вентилятор при свободном выходе и при числе оборотов $n = 500$ в минуту подает количество воздуха $V = 9,15 \text{ м}^3/\text{сек.}$ с соответствующим только этому количеству воздуха общим давлением в 28,2 мм вод. ст. (Линия $a-b-c$).

При свободном выходе общее давление h_g равно динамическому давлению h_d , так что высота $a-b$ показывает одновременно и динамическое давление h_d . Если при свободном выходе нужно увеличить это давление, то это возможно только путем повышения числа оборотов; следуя вверх по параболе $A_1 = 0,4225$ при $n = 600$, получим высоту давления в 40 мм водяного столба. Одновременно повысилось также и подаваемое количество до $V = 10,9 \text{ м}^3/\text{сек.}$, а от этого повысились и полезная производительность и потребная сила.

Теперь пусть вентилятор работает при присоединенном полезном сопротивлении, характеризуемым величиной эквивалентного сопла $A_1 = 0,3500 \text{ м}^2$. При числе оборотов $n = 500$ вентилятор подает $V = \sim 8,45 \text{ м}^3/\text{сек.}$ и $h_g = 34,5 \text{ мм вод. столба}$. (Точка d на фиг. 38). Если затем желают повысить давление (что обусловлено присоединением добавочных сопротивле-

ний), не увеличивая подаваемого объема, то это достижимо только посредством повышения числа оборотов. Следуя по вертикальной линии от d к f , мы определяем, что вентилятор при $n=600$ дает общее давление $h_g = \sim 58$ мм вод. столба. Тогда объем, как требовалось, остается без изменения и только изменились величины производительности в соответствии с другим эквивалентным соплом, а именно $A_1 = \sim 0,2700$. Изменившаяся величина сопла наглядно показывает увеличение сопротивлений.

Если сопротивления не изменять, оставив упомянутое выше сопло $A_1 = 0,3500$, то вентилятор, при увеличении числа оборотов с $n=500$ до $n=600$, подавал бы количество воздуха $V=10,15$ м³, при общем давлении $h_g = 50$ мм водяного столба. Эти величины получаются, следуя по параболе $A_1 = 0,3500$ от точки d вверх до точки e . Для этой величины динамическое давление $h_d = \sim 35$ мм водяного столба; оно определяется длиной $g-h$. Статическое давление выражается тогда:

$$h_s = h_g - h_d = 50 - 35 = 15 \text{ мм вод. столба,}$$

и по своей величине соответствует линии $g-e$. Таким путем представляется возможным для любого состояния вентилятора определить из диаграммы величины производительности, как-то число оборотов, объем, общее давление, статическое и динамическое давление, а этим выявляются и границы производительности вентилятора данного размера.

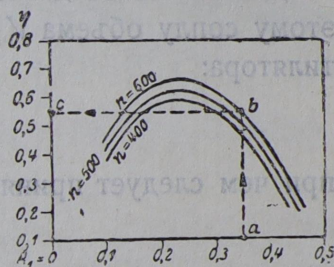
Статическое давление, согласно вышеприведенной диаграммы, определяется в масштабе общего давления отрезком вертикали от точки объема до точки пересечения с параболой свободного выхода. Итак, как уже сказано, для точки объема e , т.-е. для $V=10,15$ м³/сек. и $h_g = 50$ мм водяного столба длина линии $e-g$ соответствует по своей величине статическому давлению $h_s = 15$ мм вод. столба. В другом случае, например, для $V=6,5$ м³/сек. и $h_g = 41$ мм вод. столба (точка m диаграммы) статическое давление равно длине линии $m-p$, по масштабу $h_s = 27$ мм вод. столба. Динамическое давление равно длине вертикали от параболы свободного выхода до оси абсцисс, т.-е. по своей величине равно $g-h$ или $p-k$.

Соответствующим расширением диаграммы можно достичь непосредственного получения статических давлений, для каждого числа оборотов особо. На фиг. 38 изображена (пунктиром) такая кривая для $n=500$, составленная из величин, полученных при испытании. Статические давления также легко можно определять из той же диаграммы, как разницу между h_g и h_d , и результат затем наносить для получения специальной кривой. В этом случае определение статических давлений ясно видно из начерченной на фиг. 38 линии $k-m-n$ при $V=6,5$ м³/сек. и $h_g=41$ мм вод. столба. Вертикально под точкой m , в точке l пересечения с кривой статического давления, линия $l-o$ прямо указывает статическое давление $h_s \approx 27$ мм вод. столба; от точки p пересечения с кривой свободного выхода, линия $p-r$ прямо указывает динамическое давление $h_d = 14$ мм вод. столба.

Дальнейший пример для вентилятора со свободным выходом при $V=9,15$ м³/сек., $h_g=28,2$ мм вод. столба и $n=500$ (точка b) показывает, что статическое давление = нулю. Динамическое давление при этом равно общему давлению h_g . Подобным образом составляются диаграммы для вентиляторов всякой конструкции и размера, так что границы производительности можно иметь всегда перед глазами.

Для определения полезной производительности и потребной силы необходимо, кроме того, коэффициент полезного действия выразить как функцию эквивалентного сопла (см. фиг. 39). Для каждого числа оборотов получается особая кривая. Таким образом, например, вентилятор с $A_1=0,3500$ м² и $n=600$ (соответственно присоединенному сопротивлению $h_s \approx 15$ мм вод. столба) имеет коэффициент полезного действия (по фиг. 39) $\eta=0,55$ (линия $a-b-c$). Отсюда для соответствующей производительности $V=10,15$ м³/сек. и $h_g=50$ мм вод. столба исчисляется потребная сила по уравнению (60-а).

$$N_{\text{эфф.}} = \frac{V \cdot P_{\text{с}}}{75 \cdot \eta} = \frac{10,15 \cdot 50}{75 \cdot 0,55} = 12,3 \text{ л. с.}$$



Фиг. 39. Коэффициент полезного действия как функция эквивалентного сопла.

3. Зависимость между эквивалентным соплом и статическим давлением.

В предыдущем отделе эквивалентное сопло принималось как масштаб для полезных сопротивлений, присоединяемых к вентилятору. Преодоление этих сопротивлений можно достигнуть только статическим давлением, а потому возникает вопрос, какие потребны высоты статического давления, чтобы преодолеть полезные сопротивления, соответствующие определенному соплу. Из уравнения эквивалентного сопла можно определить общее давление h_g , т.е. разницу общих давлений P_g , но не статическое давление. Последнее все же можно определить иным путем. Из уравнения (63) для P_g (или h_g), получим:

$$h_g = \left(\frac{V}{A_1} \right)^2 \frac{\gamma}{2g}.$$

Динамическое давление получается из соответствующего этому соплу объема V и поперечного сечения выхода F_a вентилятора:

$$h_d = \frac{w^2 \cdot \gamma}{2g},$$

при чем следует принять:

$$w = \frac{V}{F_a}.$$

Поэтому:

$$h_d = \left(\frac{V}{F_a} \right)^2 \frac{\gamma}{2g}.$$

Из обоих уравнений можно определить статическое давление, так как $h_g = h_g - h_d$:

$$h_s = \left(\frac{V}{A_1} \right)^2 \cdot \frac{\gamma}{2g} - \left(\frac{V}{F_a} \right)^2 \cdot \frac{\gamma}{2g},$$

а соответственно преобразовав, получаем:

$$h_s = \left[\left(\frac{V}{A_1} \right)^2 - \left(\frac{V}{F_a} \right)^2 \right] \frac{\gamma}{2g} \dots \dots \dots (66)$$

Это давление определяет сопротивления, которые заменяет эквивалентное сопло A_1 .

Пример 15. Даны:

$$A_1 = 0,3500 \text{ м}^2,$$

$$V = 10,15 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Поперечное сечение выхода:

$$F_a = 0,4225 \text{ м}^2$$

и удельный вес воздуха:

$$\gamma = 1,2 \text{ кг/м}^3.$$

Отсюда получается:

$$h_s = \left[\left(\frac{10,15}{0,35} \right)^2 - \left(\frac{10,15}{0,4225} \right)^2 \right] \frac{1,2}{19,62} = \approx 16 \text{ мм вод. столба.}$$

Эквивалентное сопло $A_1 = 0,3500$ соответствует полезному сопротивлению высотой в $h_s = 16$ мм вод. столба. Количество воздуха $V = 10,15 \text{ м}^3/\text{сек.}$ действительно только для этого сопротивления, так как с изменением сопротивления меняется тотчас же и подаваемое количество. Вышеприведенные величины взяты из диаграммы на фиг. 38.

4. Коэффициент подачи (1-е число, характеризующее вентилятор).

Вентиляторы одинаковой конструкции, т.е. один другому геометрически подобные и различающиеся только по своей величине, дают также и одинаковые отношения производительности. Последние выражаются в отвлеченных характеризующих числах, т.е. в таких числах, которые действительны для всех вентиляторов одной и той же конструкции независимо от их величины.

Если действительно поданное количество газа V разделить на максимальное, теоретически достижимое количество газа, то мы получим так называемый „коэффициент подачи“. Максимальное, теоретически возможное количество подачи определяется из максимальной скорости газа, которую вентилятор вообще может произвести. Последняя не может превышать величины окружной скорости „и“ лопастного колеса, так что при полностью использованном поперечном сечении выхода F_a максимальное, теоретически возможное количество подачи, равно $F_a \cdot u$. В действительности, конечно, такое количество подачи никогда не достижимо, а потому,

чтобы получить действительное количество, необходимо величину $F_a \cdot u$ и помножить еще на поправочный коэффициент. Этот коэффициент, обозначаемый φ , служит именно вышеупомянутый коэффициент подачи.

Таким образом,

$$V = \varphi \cdot F_a \cdot u \quad \dots \dots \dots (67)$$

или

$$\varphi = \frac{V}{F_a \cdot u} \quad \dots \dots \dots (67-a)$$

Получается отношение действительного количества подачи к теоретическому. Коэффициент подачи при постоянной величине сопла не зависит от числа оборотов, так как с изменением числа оборотов изменяется пропорционально и окружная скорость колеса, так же как и объем.

Окружная скорость определяется из диаметра колеса:

$$u = \frac{D \cdot n \cdot \pi}{60} \text{ в м/сек.} \quad \dots \dots \dots (68)$$

Это уравнение получено из известного отношения.

$$n = \frac{u \cdot 60}{D \cdot \pi} \quad \dots \dots \dots (68-a)$$

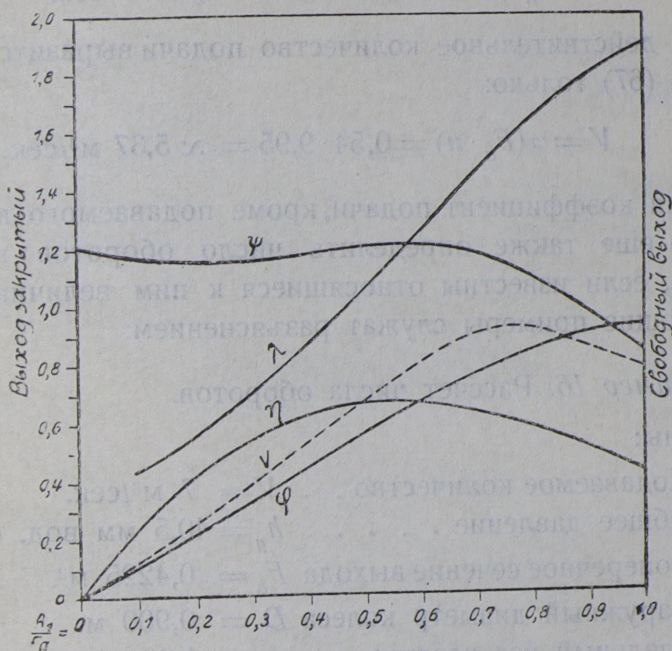
Здесь обозначает:

D = диаметр колеса в м,

n = число оборотов в минуту.

Коэффициент подачи φ изображается графически и для каждого эквивалентного сопла имеет другую величину. Целесообразно изобразить φ как функцию отношения $\frac{A_1}{F_a}$, начиная от вполне закрытого выхода, при чем $A_1 =$ нулю, а также $\frac{A_1}{F_a} =$ нулю, и до свободного выхода, при наличии какового $A_1 = F_a$, а потому $\frac{A_1}{F_a} = 1$. Такое изображение коэффициентов

подачи представлено на фиг. 40, для вентилятора по диаграмме фиг. 38 с диаметром колеса $D=900$ мм. Нанесение в зависимости от $\frac{A_1}{F_a}$ имеет то преимущество, что этим характеризующий коэффициент делается независимым от размера вентилятора, так как $\frac{A_1}{F_a}$ является отвлеченной величи-



Фиг. 40. Характеризующие числа (коэффициенты) при переменном отношении $\frac{A_1}{F_a}$ (состояние воздуха: 15° С и 750 мм ртутного столба).

ной, показывающей только соотношение величин эквивалентного сопла и поперечного сечения выхода. Напр., для $\frac{A_1}{F_a}=0,5$ коэффициент подачи по фиг. 40 $\varphi=0,54$ и это показывает, что с эквивалентным соплом, размером в половину поперечного сечения площади выхода F_v , количество подачи будет равно 0,54 теоретического количества подачи вентилятора, определенной конструкции. Коэффициент подачи будет иметь одинаковую величину для всех размеров этой конструкции.

При рассматриваемом вентиляторе $F_a = 0,65 \times 0,65 = 0,4225 \text{ м}^2$, диаметр колеса $D = 0,900 \text{ м}$. Если принять число оборотов $n = 500$ в минуту, то по уравнению (68):

$$u = \frac{0,9 \cdot 500 \cdot \pi}{60} = 23,55 \text{ м/сек.}$$

Отсюда получается теоретическое количество подачи:

$$F_a \cdot u = 0,4225 \cdot 23,55 = 9,95 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Но действительное количество подачи выразится по уравнению (67) только:

$$V = \varphi (F_a \cdot u) = 0,54 \cdot 9,95 = \approx 5,37 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Зная коэффициент подачи, кроме подаваемого количества можно еще также определить число оборотов и диаметр колеса, если известны относящиеся к ним величины. Ниже следующие примеры служат разъяснением:

Пример 16. Расчет числа оборотов.

Даны:

Подаваемое количество . . $V = 7 \text{ м}^3/\text{сек.}$

Общее давление $h_g = 40,5 \text{ мм вод. ст.}$

Поперечное сечение выхода $F_a = 0,4225 \text{ м}^2$.

Наружный диаметр колеса $D = 0,900 \text{ м}$.

Удельный вес воздуха . . $\gamma = 1,2 \text{ кг/м}^3$.

По уравнению (63-а) соответствующее эквивалентное сопло для $\gamma = 1,2$:

$$A_1 = 0,247 \frac{7}{\sqrt{40,5}} = 0,272 \text{ м}^2$$

и поэтому:

$$\frac{A_1}{F_a} = \frac{0,272}{0,4225} = 0,643.$$

Для этого отношения по фиг. 40 $\varphi = 0,7$. Этой величиной определяется окружная скорость колеса, путем преобразования уравнения (67):

$$u = \frac{V}{\varphi \cdot F_a} = \frac{7}{0,7 \cdot 0,4225} = \approx 23,65 \text{ м/сек.,}$$

а отсюда определяется число оборотов по уравнению (68-а);

$$n = \frac{u \cdot 60}{D \cdot \pi} = \frac{23,65 \cdot 60}{0,9 \cdot \pi} = 500 \text{ оборотов в минуту.}$$

Полученное число оборотов соответствует данным диаграммы фиг. 38, чем и доказывается правильность расчета.

Пример 17. Определение диаметра колеса D .

Даны:

Количество подачи. $V = 8 \text{ м}^3/\text{сек.}$

Общее давление. $h_g = 59 \text{ мм вод. ст.}$

Поперечное сечение выхода. $F_a = 0,4225 \text{ м}^2.$

Число оборотов. $n = 600 \text{ оборотов в мин.}$

Удельный вес воздуха. $\gamma = 1,2 \text{ кг/м}^3.$

Отсюда получается:

$$A_1 = 0,247 \frac{8}{\sqrt{59}} = 0,257 \text{ м}^2$$

и

$$\frac{A_1}{F_a} = \frac{0,257}{0,4225} = 0,608.$$

При этом по фиг. 40 $\varphi = \sim 0,66$, а отсюда:

$$u = \frac{8}{0,66 \cdot 0,4225} = 28,65 \text{ м/сек.}$$

Тогда диаметр колеса по уравнению (68) будет:

$$D = \frac{28,65 \cdot 60}{600 \cdot \pi} = \sim 0,910 \text{ м.}$$

Коэффициент подачи, представленный на фиг. 40, относится к состоянию воздуха при 15°С и 750 мм ртутного столба, при чем удельный вес $\gamma = \sim 1,2$.

При изменении состояния воздуха или, обобщая, при изменении состояния газа изменяется также подаваемое количество, а с ним и величина коэффициента подачи. Если вентилятор должен работать при другом состоянии газа, то коэффициенты подачи нужно соответственно изменить.

По уравнению (2) объемы обратно пропорциональны удельным весам, т.-е.

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{\gamma_2}{\gamma_1},$$

так что для исчисления объема получается:

$$V_2 = V_1 \frac{\gamma_1}{\gamma_2}.$$

Коэффициент подачи выразится тогда:

$$\varphi_x = \frac{V_1}{F_a \cdot u} \cdot \frac{\gamma_1}{\gamma_2} \dots \dots \dots (69).$$

Здесь обозначают:

V_1 = данный объем газа.

γ_1 = соответствующий V_1 удельный вес газа.

γ_2 = соответствующий новому состоянию удельный вес газа.

Очень часто коэффициент подачи дается для „нормального состояния воздуха“, т.-е. при 0° С, 760 мм ртутного столба и сухом воздухе с удельным весом $\gamma_{0/760} = 1,293 \text{ кг/м}^3$. В таком случае коэффициент подачи называется „редуцированным коэффициентом подачи“ и обозначается φ_0 или $\varphi_{0/760}$. Пересчет на другой удельный вес γ производится по уравнению:

$$\varphi_0 = \frac{V \cdot 1,293}{F_a \cdot u \cdot \gamma}.$$

5. Коэффициент давления (2-е число характеризующее вентилятор).

Подобным же образом как при объеме можно также и теоретически определяемую высоту давления сравнить с действительной высотой давления. Первая получается из окружной скорости и равна:

$$u^2 \cdot \frac{\gamma}{2g}.$$

Отношение действительно полученной разницы общих давлений P_G или h_g к теоретической высоте давления называется „коэффициентом давления“ и обозначается ψ .

Поэтому здесь получается следующее отношение:

$$\psi = \frac{P_G}{u^2 \frac{\gamma}{2g}}$$

или

$$\boxed{\psi = \frac{P_G \cdot 2g}{u^2 \cdot \gamma}} \dots \dots \dots (70)$$

или

$$\boxed{\psi = \frac{h_g \cdot 2g}{u^2 \cdot \gamma}} \dots \dots \dots (70-a).$$

При более высоких коэффициентах полезного действия коэффициент давления в большинстве случаев превышает 1, так что действительная высота давления получается больше чем теоретическая.

Зная коэффициент давления, можно получить разницу общих давлений P_G или h_g :

$$\boxed{P_G = h_g = \psi \frac{\gamma \cdot u^2}{2g}} \dots \dots \dots (71).$$

Коэффициент давления также постоянен при неизменном эквивалентном сопле, изменяется только совместно с последним и изображается, подобно коэффициенту подачи φ , как функция от $\frac{A_1}{F_a}$. Этим достигается наглядное изображение процесса

давления у ряда вентиляторов одинаковой конструкции. Фиг. 40 показывает пример изменений коэффициента давления вентилятора по диаграмме фигуры 38 при состоянии воздуха в 15° С при 750 мм ртутного столба.

Если коэффициент давления перевести для „нормального состояния воздуха“, т.-е. при сухом воздухе в 0°/760 мм рт. ст., то в уравнении (70) или (70-a) следует принять

$\gamma = 1,293$, а отсюда получается так называемый "редуцированный коэффициент давления":

$$\psi_0 = \frac{H_g \cdot 2g}{u^2 \cdot 1,293}$$

или, соответственно сокращая:

$$\psi_0 = 15,174 \frac{P}{u^2} \dots \dots \dots (72)$$

или

$$\psi_0 = 15,174 \frac{H_g}{u^2} \dots \dots \dots (72-a)$$

6. Коэффициент мощности (3-е число характеризующее вентилятор).

Коэффициент мощности есть отношение действительно затраченной силовой энергии к теоретически возможной затрате энергии. Первая, как известно, выражается по уравнению (60):

$$L_{\text{зффект.}} = \frac{V_m \cdot P_g}{\eta_k}$$

Теоретически возможная затрата энергии получается из теоретически достижимого количества воздуха $F_a \cdot u$ (см. коэффициент подачи) и из теоретической высоты давления $u^2 \frac{\gamma}{2g}$ (см. коэффициент давления). Из этого определяется теоретически возможная затрата энергии:

$$L_{\text{теорет.}} = (F_a \cdot u) \cdot u^2 \cdot \frac{\gamma}{2g} = \frac{F_a \cdot u^3 \cdot \gamma}{2g}$$

Отношение, называемое коэффициентом мощности и обозначаемое λ , будет тогда:

$$\lambda = \frac{L_{\text{зффект.}}}{L_{\text{теорет.}}} \dots \dots \dots (73)$$

или

$$\lambda = \frac{\frac{V_m \cdot P_G}{\eta}}{\frac{F_a \cdot u^3 \cdot \gamma}{2g}}$$

или

$$\lambda = \frac{V_m \cdot P_G \cdot 2g}{\eta \cdot F_a \cdot u^3 \cdot \gamma} \dots \dots \dots (73-a).$$

Из преискуранных данных можно принять для P_G значение h_g , а для среднего количества воздуха V_m можно принять V м³/сек., так что в данном случае будет:

$$\lambda = \frac{V \cdot h_g \cdot 2g}{\eta \cdot F_a \cdot u^3 \cdot \gamma} \dots \dots \dots (73-b).$$

Но так как коэффициент подачи φ по уравнению (67-а) равен $\frac{V}{F_a \cdot u}$, а коэффициент давления ψ выражается $\frac{h_g \cdot 2g}{u^2 \cdot \gamma}$, то отсюда можно вывести коэффициент мощности:

$$\lambda = \frac{\varphi \cdot \psi}{\eta} \dots \dots \dots (73-c).$$

Коэффициент мощности также независим от числа оборотов и изменяется только при изменении эквивалентного сопла, так что на диаграмме может быть выражен в функции $\frac{A_1}{F_a}$ (фиг. 40).

Из уравнения для λ можно определить израсходованную энергию:

$$L_{\text{эфф.}} = \lambda \frac{F_a \cdot u^3 \cdot \gamma}{2g} \text{ в мкг/сек.} \dots \dots \dots (74)$$

или

$$N_{\text{эфф.}} = \frac{L_{\text{эфф.}}}{75} \text{ в лошад. силах.} \dots \dots (74-a).$$

или

$$N_{\text{эфф.}} = \frac{L_{\text{эфф.}}}{102} \text{ в киловаттах.} \dots \dots (74-b).$$

Так как V и h_g в большинстве случаев известны, то вместе с коэффициентом мощности можно также определить и коэффициент полезного действия вентилятора η , а именно:

$$\eta = \frac{V \cdot h_g \cdot 2g}{\lambda \cdot F_a \cdot u^3 \cdot \gamma} \dots \dots \dots (75)$$

или

$$\eta = \frac{\varphi \cdot \psi}{\lambda} \dots \dots \dots (75-a).$$

Вводя удельный вес сухого воздуха при $0^\circ \text{C}/760 \text{ мм рт. столба}$ (нормальное состояние воздуха) $\gamma_0 = 1,293 \text{ кг/м}^3$, мы получаем „редуцированный коэффициент мощности“:

$$\lambda_0 = \frac{V \cdot h_g \cdot 2g}{\eta \cdot F_a \cdot u^3 \cdot 1,293}$$

или

$$\lambda_0 = 15,174 \frac{V \cdot h_g}{\eta \cdot F_a \cdot u^3} \dots \dots \dots (76)$$

или

$$\lambda_0 = \frac{\varphi_0 \cdot \psi_0}{\eta_0} \dots \dots \dots (76-a).$$

Пример 18. Расчет полезной производительности вентилятора.

Даны:

- Подаваемое количество . . . $V = 7 \text{ м}^3/\text{сек.}$
- Общее давление $h_g = 40,5 \text{ мм вод. ст.}$
- Поперечное сечение выхода . $F_a = 0,4225 \text{ м}^2.$
- Наружный диаметр колеса . $D = 0,900 \text{ м.}$
- Удельный вес воздуха . . . $\gamma = 1,2 \text{ кг/м}^3.$

Из уравнения (63-а) получается соответствующее эквивалентное сопло при $\gamma = 1,2$:

$$A_1 = 0,247 \frac{7}{40,5} = 0,272 \text{ м}^2.$$

Отсюда определяем:

$$\frac{A_1}{F_a} = \frac{0,272}{0,4225} = 0,643.$$

Для этой величины коэффициент мощности по фиг. 40 $\lambda = 1,33$ и коэффициент подачи $\varphi = 0,7$. Окружную скорость получим из уравнения (67):

$$u = \frac{V}{\varphi \cdot F_a} = \frac{7}{0,7 \cdot 0,4225} = \approx 23,6 \text{ м/сек.}$$

Расход энергии выразится тогда по уравнению (74):

$$L_{\text{эффект.}} = 1,33 \frac{0,4225 \cdot 23,6^3 \cdot 1,2}{19,62} = 451,5 \text{ мкг/сек.}$$

или

$$N_{\text{эффект.}} = \frac{451,5}{75} = \approx 6,00 \text{ л.с.}$$

или

$$N_{\text{эффект.}} = \frac{451,5}{102} = \approx 4,42 \text{ kW.}$$

Для проверки расход энергии можно определить также по уравнению (60-а), если известен коэффициент полезного действия. Последний определяется фигурой 40 при $\frac{A_1}{F_a} = 0,643$ и равен $\eta = \approx 0,64$.

Тогда получаем:

$$N_{\text{эффект.}} = \frac{V \cdot h_g}{\eta \cdot 75} = \frac{7 \cdot 40,5}{0,64 \cdot 75} = 5,9 = \approx 6,0 \text{ л.с.}$$

т.е. результат довольно точный.

7. Коэффициент производительности (4-е число характеризующее вентилятор).

Правильное представление о возможной производительности вентилятора определенной конструкции дает предложенная А. Грамбергом коэффициент ν , которая представляет собою отношение действительно достигнутой вентилятором производительности $V \cdot h_g$ или $V_m \cdot P_G$ к теоретически возможной производительности. Последняя определяется из теоретически возможной подачи воздуха равной $F_a \cdot u$

(сравни коэффициент подачи) и из теоретически возможного давления $\frac{u^2}{2g} \cdot \gamma$ (сравни коэффициент давления) и таким образом получается отношение:

$$v = \frac{V \cdot h_g}{(F_a \cdot u) \cdot \frac{u^2}{2g} \cdot \gamma}$$

или

$$v = \frac{V \cdot h_g \cdot 2g}{F_a \cdot u^3 \cdot \gamma} \dots \dots \dots (77)$$

В этом уравнении

$$\frac{V}{F_a \cdot u} = \varphi$$

и

$$\frac{h_g \cdot 2g}{u^2 \cdot \gamma} = \psi,$$

так что получается:

$$v = \varphi \cdot \psi \dots \dots \dots (77-a)$$

Как видно из последнего уравнения, коэффициент производительности не определяет коэффициента полезного действия вентилятора данной конструкции, а показывает лишь возможную его производительность. Чем более приближается действительная производительность к теоретической — тем данная конструкция совершеннее. Но этим не сказано, что здесь достигается и большая экономичность, — наоборот, она при некоторых обстоятельствах выше при малом коэффициенте, чем при большом, в особенности, если не представляется возможным выбор рациональной передачи силы, вследствие чрезмерного расхода ее для данного рода привода. Особенно это имеет место при трансмиссионных приводах с промежуточными передачами и связанным с ними значительным трением в подшипниках.

Это обстоятельство лучше учитывается коэффициентом мощности, который принимает в расчет механический коэффициент полезного действия η . К сожалению, потери от трения в подшипниках вообще нельзя или очень трудно установить даже при прямой передаче силы. Поэтому рекомендуется обращать особое внимание при выборе при-

вода на его экономичность. Более подробно об этом будет говориться в главе IX.

Ход изменений коэффициента производительности для вентилятора, о котором до сего времени шла речь, показан на фиг. 40.

Если перевести на нормальное состояние воздуха, т.е. на 0°C и 760 мм ртутного столба с удельным весом воздуха $\gamma = 1,293$, то получим так называемый „редуцированный коэффициент производительности“:

$$v_o = \frac{V \cdot h_g \cdot 2g}{F_a \cdot u^3 \cdot 1,293}$$

или

$$v_o = 15,174 \frac{V \cdot h_g}{F_a \cdot u^2} \dots \dots \dots (78)$$

или также

$$v_o = v_o \cdot \psi_o \dots \dots \dots (78-a)$$

VII. РАССЧЕТ И КОНСТРУКЦИЯ ЛОПАСТНЫХ КОЛЕС.

1. Общая теория лопастных колес.

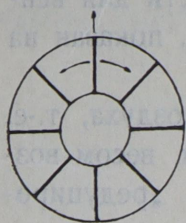
Самой важной частью вентилятора в конструктивном отношении является лопастное колесо, на правильную и целесообразную конструкцию которого следует, прежде всего, обращать внимание, если желают получить от вентилятора наибольшую и наиболее экономичную производительность. Решающим фактором рациональной конструкции лопастного колеса является форма и положение лопаток (величина углов лопатки), также как и правильный выбор скорости и направления газа в области лопастного колеса.

Из встречающихся в большом количестве на практике более или менее хороших форм лопаток следует различать, главным образом, 3 группы, а именно:

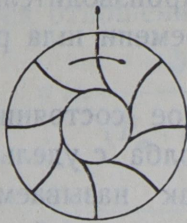
- 1) радиально оканчивающиеся лопатки, см. фиг. 41 и 42
- 2) изогнутые вперед лопатки, см. фиг. 43,
- 3) изогнутые обратно лопатки, см. фиг. 44.

Для объяснения процесса работы внутри лопастного колеса рассмотрим прежде всего простейший пример прямого радиального колеса (фиг. 41).

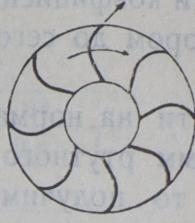
Газ подается к лопастному колесу через всасывающий патрубок по направлению оси, при чем уже здесь проис-



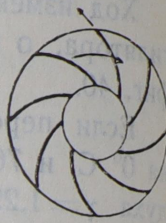
Фиг. 41.



Фиг. 42.

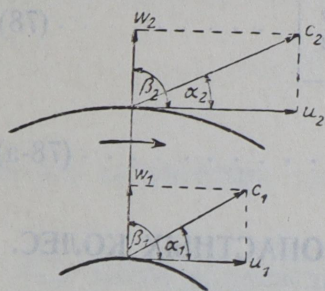


Фиг. 43.



Фиг. 44.

ходит постепенное отклонение направления приблизительно на 90° , прежде чем газ поступит в каналы лопаток (см. фиг. 2).



Фиг. 45.

Колесо вследствие вращения увлекает за собой подаваемый газ, который действием центробежной силы сжимается. Основными величинами при расчете колеса являются действительные (абсолютные) входные и выходные скорости c , которые являются равнодействующими относительных входных и выходных скоростей w и внутренних и наружных окружных скоростей u . Процесс движения графически изображен на фиг. 45.

Обозначим:

u = окружная скорость колеса в м/сек.,

w = относительная входная или выходная скорость подаваемого газа в м/сек.

c = абсолютная входная или выходная скорость подаваемого газа в м/сек.,

α = угол между c и u ,

β = угол между w и u

Абсолютная скорость определяется по формуле:

$$c^2 = w_2^2 + u^2 - 2 w u \cdot \cos (180 - \beta) \quad \dots (79)$$

или, так как в большинстве случаев исходят из c , то относительная скорость выразится:

$$\boxed{w^2 = c^2 + u^2 - 2cu \cos \alpha} \dots \dots \dots (79-a)$$

Угол α равнодействующей c с окружной скоростью u определится из уравнения:

$$\boxed{\cos \alpha = \frac{u^2 + c^2 - w^2}{2uc}} \dots \dots \dots (80)$$

Обозначим:

u_1 и u_2 = окружная скорость внутренней или наружной окружности колеса в м/сек.

w_1 и w_2 = относительная входная или выходная скорость в начале или в конце лопастных каналов в м/сек.

c_1 и c_2 = абсолютные (равнодействующие) входные или выходные скорости в м/сек.

α_1 и α_2 }
 β_1 и β_2 } = внутренние и наружные углы лопатки,

Из суммы достигнутой высоты давления (от разницы скоростей газа и от разницы окружной скорости) получается „теоретическая“ достижимая колесом „высота общего давления“. Если предварительно предположить, что сечение канала расширяется к внешней окружности колеса, то относительная скорость w уменьшается и разница выражается в $w_1 - w_2$. Окружная скорость u повышается, вследствие большего размера наружной окружности колеса, разница равна $u_2 - u_1$. Обусловленное этими обоими изменениями скоростей происходит также увеличение и абсолютной выходной скорости c_2 по отношению к абсолютной входной скорости c_1 . Разница эта равна $c_2 - c_1$. Высоты давлений из этих разниц скоростей определяются по аналогии с уравнением (25):

$$h = \frac{w^2}{2g} \cdot \gamma \text{ в мм вод. столба}$$

или выражая в м воздушного столба:

$$h = \frac{w^2}{2g}$$

На основании изложенного получается „основное уравнение“ достигнутой колесом „теоретической общей высоты давления“.

$$\boxed{\mathfrak{H} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}} \quad \text{в м возд. ст. (81)}$$

или

$$\boxed{\mathfrak{H} \text{ вод. ст.} = \mathfrak{H} \cdot \gamma} \quad \text{в мм вод. ст. (81-a)}$$

Сумма разниц окружных и относительных скоростей обозначает „статическую“ высоту давления, а разница абсолютных скоростей $\frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$ обозначает динамическую высоту давления.

Но в действительности эта высота общего давления вследствие потерь от ударов никогда не достигается. Отношение „действительно“ достигнутой высоты давлений к теоретической — обозначается „манометрическим“ коэффициентом полезного действия μ , который не следует смешивать с механическим коэффициентом полезного действия η ; последний показывает отношение полезной производительности к затраченной силе.

Если обозначить через h_g „действительно достигнутую высоту общего давления“, то:

$$\boxed{\mu = \frac{h_g}{\mathfrak{H}}} \quad \dots \dots \dots (82)$$

а отсюда:

$$\boxed{h_g = \mathfrak{H} \cdot \mu} \quad \dots \text{в м возд. ст. (82-a)}$$

$$h_g = \mathfrak{H} \cdot \mu \cdot \gamma \text{ в мм вод. ст.}$$

Основное уравнение (81) можно еще более упростить, если ввести величину проекции c на u равную c_u (фиг. 46), а именно:

$$c_u = c \cdot \cos \alpha.$$

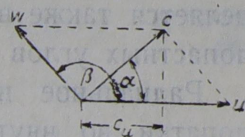
Далее будет:

$$w^2 = u^2 + c^2 - 2uc \cdot \cos \alpha$$

или, если принять

$$c \cdot \cos \alpha = c_u$$

$$w^2 = u^2 + c^2 - 2uc_u$$



Фиг. 46.

Если это выражение для величин w_1 и w_2 подставить в уравнение (81), то получим:

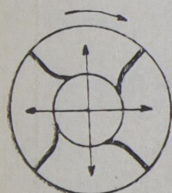
$$\begin{aligned} \mathfrak{H} &= \frac{(u_1^2 + c_1^2 - 2u_1 \cdot c_{u1}) - (u_2^2 + c_2^2 - 2u_2 \cdot c_{u2}) + (u_2^2 - u_1^2)}{2g} + \\ &+ \frac{(c_2^2 - c_1^2)}{2g} = \frac{u_1^2 + c_1^2 - 2u_1 \cdot c_{u1} - u_2^2 - c_2^2 + 2u_2 \cdot c_{u2}}{2g} + \\ &+ \frac{u_2^2 - u_1^2 + c_2^2 - c_1^2}{2g} = \frac{-2u_1 \cdot c_{u1} + 2u_2 \cdot c_{u2}}{2g} \end{aligned}$$

$$\boxed{\mathfrak{H} = \frac{u_2 \cdot c_{u2} - u_1 \cdot c_{u1}}{g}} \quad \text{в м возд. ст. . . . (83)}$$

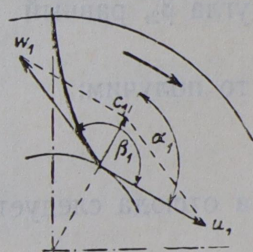
2. Общая рациональная форма лопаток.

В первом параграфе этой главы уже указывалось, что при проходе газов через лопатки возникают потери от ударов, которые иногда бывают очень значительны, а потому сле-

дует по возможности избегать таковых. В особенности возникают потери от ударов тогда, когда течение газа подвергается сильному отклонению. Поэтому необходимо прежде всего дать течению газа такое направление, которое само соответствовало



Фиг. 47.



Фиг. 48.

бы форме лопатных колес; это направление есть радиальное направление (см. фиг. 47).

Вектор c_1 абсолютной входной скорости газа принимается здесь как направление газа и только в особых случаях, когда конструкция колеса не допускает радиального

направления c_1 , то c_1 может иметь некоторый уклон по направлению вращения колеса. Для выполнения этого условия необходимо, чтобы ω_1 было больше u_1 и c_1 , а отсюда определяется также внутренний угол лопатки β_1 . Точный расчет лопастных углов и скоростей будет приведен в дальнейшем.

Радиальное направление вектора c_1 обуславливает, что лопатки во внутренней окружности колеса должны быть изогнуты вперед по отношению к вращению (сравни фиг. 48 и от 42 до 44), при чем следует избегать применения прямых радиальных лопаток, как на фиг. 41, если желают достичь наибольшей экономичности работы вентилятора.

Последняя названная конструкция необходима только для меняющегося направления вращения, как это, например, требуется для охлаждающих крыльев электрических моторов.

При радиально направленном c_1 проекция c_{u_1} = нулю (сравни фиг. 46) и основное уравнение (83) упрощается для этих колес следующим образом:

$$\zeta = \frac{u_2 \cdot c_{u_2} - u_1 \cdot O}{g},$$

$$\boxed{\zeta = \frac{u_2 \cdot c_{u_2}}{g}} \quad \dots \text{ в м возд. ст. (84)}$$

Если по фиг. 46 принять косинус для дополнительного угла β_2 , равный

$$\cos(180 - \beta_2) = -\cos \beta_2,$$

то получим:

$$-\cos \beta_2 = \frac{u_2 - c_{u_2}}{\omega_2}$$

а отсюда следует:

$$c_{u_2} = u_2 + \omega_2 \cdot \cos \beta_2.$$

Эта величина, введенная в уравнение (84) дает:

$$\zeta = \frac{u_2 (u_2 + \omega_2 \cdot \cos \beta_2)}{g}$$

или

$$\boxed{\zeta = \frac{u_2^2 + u_2 \omega_2 \cos \beta_2}{g}} \quad \dots \text{ в м возд. ст. (84-a)}$$

Решая как квадратное уравнение, отсюда определяем для лопаток, изогнутых вперед и назад:

$$u_2 = -\frac{w_2 \cos \beta_2}{2} + \sqrt{\left(\frac{w_2 \cdot \cos \beta_2}{2}\right)^2 + \xi \cdot g} \quad \text{в м/сек.} \quad (85)$$

или

$$u_2 = -\frac{w_2 \cos \beta_2}{2} + \sqrt{\left(\frac{w_2 \cdot \cos \beta_2}{2}\right)^2 + \frac{h_g \cdot g}{\mu \cdot \gamma}} \quad \text{в м/сек.} \quad (85-a)$$

Для радиально оканчивающихся лопаток, у которых $\beta_2 = 90^\circ$, $\cos \beta_2 = \text{нулю}$, а потому второе слагаемое над дробной чертой в уравнении (84-а) также равно нулю и ξ выражается уже в упрощенном виде:

$$\xi = \frac{u_2^2}{g} \quad \text{в м возд. ст.} \quad \dots (86)$$

Отсюда получаем:

$$u_2 = \sqrt{\xi \cdot g} \quad \text{в м/сек.} \quad \dots (87)$$

или

$$u_2 = \sqrt{\frac{h_g \cdot g}{\mu \cdot \gamma}} \quad \dots (87-a)$$

На основании уравнения (84) имеем:

1. для радиально оканчивающихся лопаток (фиг. 49-а):

$$c_{u_2} = u_2, \text{ а потому } \xi = \frac{u_2^2}{g};$$

2. для вперед изогнутых лопаток (49-б):

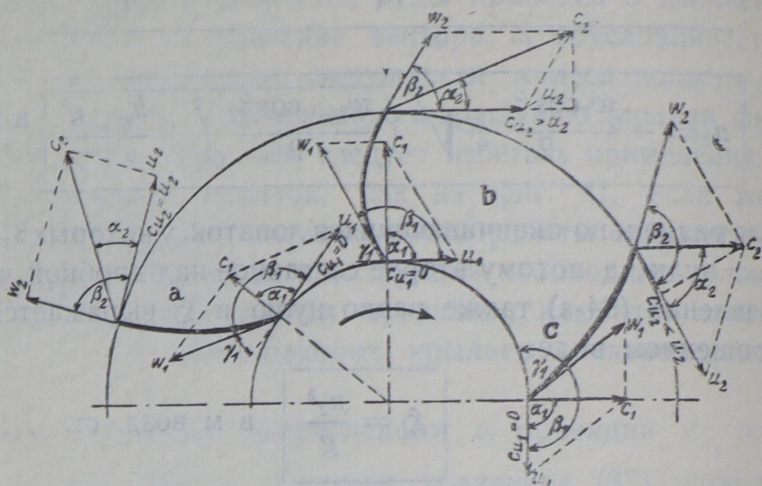
$$c_{u_2} > u_2, \text{ а потому } \xi > \frac{u_2^2}{g};$$

3. для обратно изогнутых лопаток:

$$c_{u_2} < u_2, \text{ а потому } \xi < \frac{u_2^2}{g}.$$

От действия центробежной силы из u_2 образуется статическая высота давления, в то время как динамическая высота давления образуется из c_{u_2} . Поэтому при радиально

оканчивающихся лопатках динамическая часть равна, при изогнутых вперед лопатках она больше и при изогнутых назад лопатках меньше, чем повышение статического давления в лопастном колесе.



Фиг. 49.

Из этого вытекает, что достигаемая высота общего давления при вперед изогнутых лопатках — наибольшая, а при обратно изогнутых лопатках — наименьшая. Поэтому для вентиляторов, которые имеют целью достигнуть высокого давления при меньшей подаче воздуха, целесообразно применять вперед изогнутые лопатки. Обратно изогнутые лопатки, наоборот, достигают высокой подачи воздуха, но меньшего давления. К этому мы еще вернемся в дальнейшем.

3. Теоретическая высота давления при различных формах лопаток.

Как уже указано в предыдущем параграфе, высота давления зависит в особенности от формы и от углов лопаток. Поэтому займемся более подробным исследованием некоторых форм лопаток, а именно от I до VIII по фиг. от 50 до 57, в каждом случае рассмотрим три различных угла. Для упрощения принято $\omega_1 = \omega_2$, отчего первое слагаемое уравнения (81) будет исключено и упрощенное основное уравнение для теоретической высоты давления выразится:

$$\zeta = \frac{u_2^2 - u_1^2 + c_2^2 - c_1^2}{2g} \quad \text{в м возд. столба.}$$

По урав. (79)

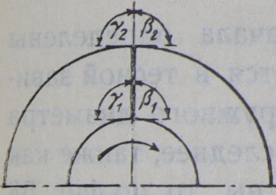
$$c^2 = w^2 + u^2 - 2w \cdot u \cdot \cos(180 - \beta).$$

Если принять

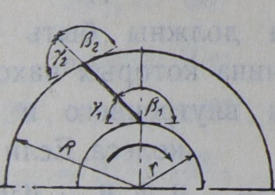
$$\sphericalangle(180 - \beta) = \gamma:$$

$$\mathfrak{H} = \frac{u_2^2 - u_1^2 + (w_2^2 + u_2^2 - 2w_2 \cdot u_2 \cos \gamma_2) - (w_1^2 + u_1^2 - 2w_1 \cdot u_1 \cos \gamma_1)}{2g}$$

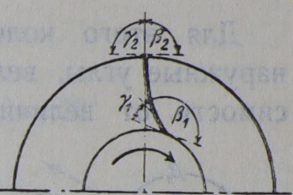
$$\mathfrak{H} = \frac{u_2^2 - u_1^2 + w_2^2 + u_2^2 - 2w_2 u_2 \cos \gamma_2 - w_1^2 - u_1^2 + 2w_1 u_1 \cos \gamma_1}{2g}$$



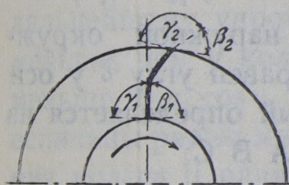
Фиг. 50.



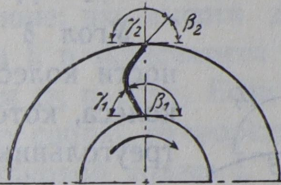
Фиг. 51.



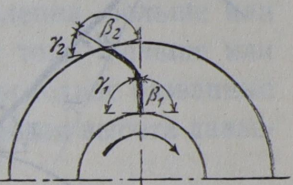
Фиг. 52.



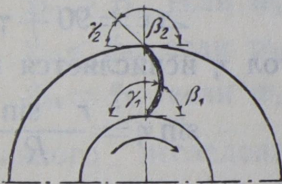
Фиг. 53.



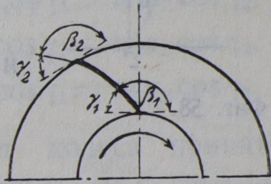
Фиг. 54.



Фиг. 55.



Фиг. 56.



Фиг. 57.

Вследствие равенства $w_1 = w_2$, исключается $+w_2^2$ и $-w_1^2$ и уравнение тогда упрощается:

$$\mathfrak{H} = \frac{2u^2 - 2u_1^2 - 2w_2 u_2 \cos \gamma_2 + 2w_1 u_1 \cos \gamma_1}{2g},$$

сокращая, получим

$$\boxed{\mathfrak{H} = \frac{u_2^2 - u_1^2 - w_2 u_2 \cos \gamma_2 + w_1 u_1 \cos \gamma_1}{g}} \quad \text{в м возд. ст. (88)}$$

Из этого уравнения получаются теоретические высоты давлений для исследуемых колес от I до VIII, что будет показано на нескольких примерах.

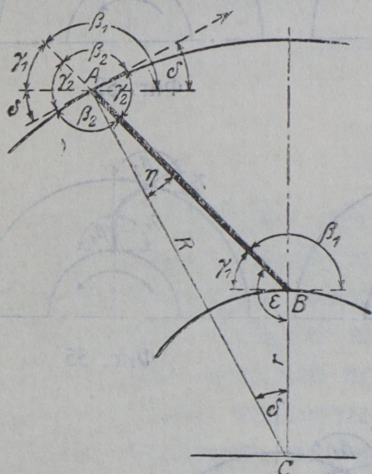
1. Колесо I (фиг. 50).

При α_1 и $\alpha_2 = 90^\circ$ и γ_1 и $\gamma_2 = 90^\circ$ имеем, что $\cos \gamma_1$ и $\cos \gamma_2$ равен нулю и получится:

$$\mathfrak{B}_1 = \frac{u_2^2 - u_1^2}{g}.$$

2. Колесо II (фиг. 51).

Для этого колеса должны быть сначала определены наружные углы, величина которых находится в тесной зависимости от величины внутреннего и наружного диаметра колеса. Если последнее, также как и β_1 и γ_1 известны, то по фиг. 58 будет:



Фиг. 58.

$$\angle \beta_2 = \beta_1 - \delta \text{ и } \angle \gamma_2 = \gamma_1 + \delta.$$

Угол δ у наружной окружности колеса равен углу δ у оси колеса, который определяется из треугольника А В С:

$$\angle \delta = 180 - \epsilon - \eta.$$

Здесь будет:

$$\angle \epsilon = 90 + \gamma_1$$

и угол η исчисляется из:

$$\sin \eta = \frac{r \sin \epsilon}{R}$$

Для данного случая наружный диаметр колеса примем равным 1,4 диаметра внутреннего и тогда $\angle \eta$ определяется:

$$\sin \eta = \frac{\sin \epsilon}{1,4}$$

Теперь имеем для:

Колеса II-а:

$$\angle \epsilon = 90 + \gamma_1 = 90 + 60 = 150^\circ,$$

$$\begin{aligned} \angle \eta &= \frac{\sin \epsilon}{1,4} = \frac{\sin (90 + \gamma_1)}{1,4} = \frac{\sin 150^\circ}{1,4} = \frac{\sin (180 - 30^\circ)}{1,4} = \\ &= \frac{\sin 30^\circ}{1,4} = \frac{0,5}{1,4} = \approx 0,3571 \text{ или } \approx 21^\circ. \end{aligned}$$

Отсюда:

$$\sphericalangle \delta = 180^\circ - \varepsilon - \eta = 180^\circ - 171^\circ = 9^\circ$$

$$\sphericalangle \beta_2 = \beta_1 - \delta = 120 - 9 = 111^\circ,$$

и $\sphericalangle \gamma_2 = \gamma_1 + \delta = 60 + 9 = 69^\circ.$

Колесо II-b:

$$\sphericalangle \varepsilon = 135^\circ; \sphericalangle \eta = \sphericalangle 30^\circ; \sphericalangle \delta = 15^\circ$$

$$\sphericalangle \beta_2 = 120^\circ,$$

$$\sphericalangle \gamma_2 = 60^\circ$$

Колесо II-c:

$$\sphericalangle \varepsilon = 120^\circ, \sphericalangle \eta = \sphericalangle 38^\circ; \sphericalangle \delta = 22^\circ$$

$$\sphericalangle \beta_2 = 128^\circ,$$

$$\sphericalangle \gamma_2 = 52^\circ.$$

Уравнение (88) теоретической высоты давления не поддается дальнейшему упрощению; эта высота давления больше или меньше, чем у колеса I, в зависимости от того, больше или меньше $w_1 u_1 \cos \gamma_1$ чем $w_2 u_2 \cos \gamma_2$. Если последние названные величины равны между собою, то теоретическая высота давления колеса II равна таковой колеса I.

Итак:

$$\mathfrak{H}_{II} > \mathfrak{H}_I, \text{ если } w_1 u_1 \cos \gamma_1 > w_2 u_2 \cos \gamma_2,$$

$$\mathfrak{H}_{II} < \mathfrak{H}_I, \text{ если } w_1 u_1 \cos \gamma_1 < w_2 u_2 \cos \gamma_2,$$

$$\mathfrak{H}_{II} = \mathfrak{H}_I, \text{ если } w_1 u_1 \cos \gamma_1 = w_2 u_2 \cos \gamma_2.$$

Для данного исследования колеса принято $w_1 = w_2$; u_1 всегда меньше u_2 ; величина $w_1 u_1 \cos \gamma_1 > w_2 u_2 \cos \gamma_2$, в случае, если $u_1 \cos \gamma_1 > u_2 \cos \gamma_2$. Отсюда ясно, что решающее значение для высоты давления имеет угол γ_1 и при этом $\sphericalangle \gamma_1$ должен быть безусловно меньше чем $\sphericalangle \gamma_2$, так как с возрастающей величиной угла косинус уменьшается. Однако, даже при меньшем γ_1 , в особенности при наличии большой разницы между внутренним и наружным диаметром колеса не всегда достигается получение

$$w_1 u_1 \cos \gamma_1 > w_2 u_2 \cos \gamma_2.$$

Для иллюстрации влияния угла γ_1 ниже приводятся примеры на все три случая для колеса II, от II-a до II-c.

Даны:

внутренний диаметр колеса $D_1 = 500$ мм,
 наружный " " $D_2 = 1,4 D_1 = 700$ мм,
 число оборотов " $n = 1145$ в минуту.

Тогда будет для:

Колеса II-а:

$$\begin{aligned} u_1 &= 30 \text{ м/сек.}, & u_2 &= 42 \text{ м/сек.}, \\ \sphericalangle \gamma_1 &= 60^\circ, & \sphericalangle \gamma_2 &= 69^\circ, \\ \cos \gamma_1 &= 0,5. & \cos \gamma_2 &= 0,358. \end{aligned}$$

Отсюда получаем:

$$u_1 \cdot \cos \gamma_1 = 15 \text{ и } u_2 \cdot \cos \gamma_2 = 15,036,$$

т.-е. $u_1 \cos \gamma_1$ немного $< u_2 \cos \gamma_2$ и поэтому также $\mathfrak{H}_{Ia} < \mathfrak{H}_I$, несмотря на то, что $\sphericalangle \gamma_1$ меньше $\sphericalangle \gamma_2$.

Колесо II-б:

$$\begin{aligned} u_1 &= 30 \text{ м/сек.}, & u_2 &= 42 \text{ м/сек.}, \\ \sphericalangle \gamma_1 &= 45^\circ, & \sphericalangle \gamma_2 &= 60^\circ, \\ \cos \gamma_1 &= 0,707, & \cos \gamma_2 &= 0,5. \end{aligned}$$

Здесь $u_1 \cos \gamma_1 = 21,21$ и $u_2 \cos \gamma_2 = 21$, т.-е. хотя незначительно, но все-же $u_1 \cos \gamma_1 > u_2 \cos \gamma_2$ а потому теперь будет:

$$\mathfrak{H}_{Ib} > \mathfrak{H}_I.$$

Колесо II-с.

$$\begin{aligned} u_1 &= 30 \text{ м/сек.}, & u_2 &= 42 \text{ м/сек.}, \\ \sphericalangle \gamma_1 &= 30^\circ, & \sphericalangle \gamma_2 &= 52^\circ, \\ \cos \gamma_1 &= 0,866, & \cos \gamma_2 &= 0,616. \end{aligned}$$

Здесь $u_1 \cos \gamma_1 = 25,98$ и $u_2 \cos \gamma_2 = 25,87$, т.-е. также

$$\mathfrak{H}_{Ic} > \mathfrak{H}_I.$$

3. Колесо IV (фиг. 53).

При $\gamma_1 = 90^\circ$ имеем $\cos \gamma_1 = 0$, отчего третье слагаемое над дробной чертой уравнения (88) исключается. Из нижеследующих равенств:

$$\begin{aligned} \cos \gamma_2 &= \cos 120^\circ = \cos (180 - 60)^\circ = -\cos 60^\circ = -\cos \beta_2 = \\ &= -0,5, \end{aligned}$$

получаем для второго слагаемого:

$$\omega_2 u_2 (-\cos \beta_2) = -\omega_2 u_2 \cos \beta_2$$

и для общего уравнения:

$$h_{IV} = \frac{u_2^2 - u_1^2 - (-\omega_2 u_2 \cos \beta_2)}{g}$$

или

$$h_{IV} = \frac{u_2^2 - u_1^2 + \omega_2 u_2 \cos \beta_2}{g}$$

и при этом

$$h_{IV} > h_I.$$

Если, например, у колеса IV-а действительная величина для $\cos \beta_2 = 0,5$, то получается:

$$h_{IV} = \frac{u_2^2 - u_1^2 + \frac{\omega_2 u_2}{2}}{g}$$

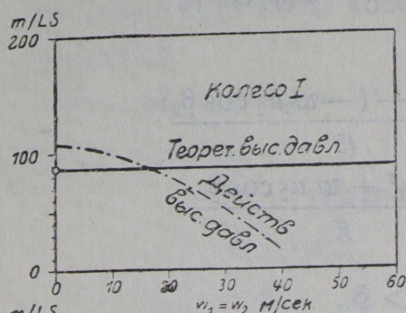
Подобным же образом производятся расчеты для всех колес, и на нижеследующей 6-й таблице приведены теоретические высоты давлений и их отношения к колесу I (в графе 2-й и 3-й). Кроме того, представляется целесообразным изобразить величины теоретической высоты давления как функции относительной скорости ω , чем определяется также количество подачи V , которое получается зная поперечное сечение лопатки F .

Поперечное сечение F в свою очередь зависит от диаметра колеса D , который при принятой постоянной окружной скорости u должен увеличиваться вместе с увеличением ω или V . Определение ширины колеса помещено в параграфе 8-м этой главы.

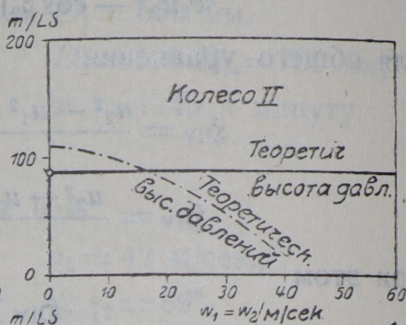
Как принято уже при рассмотрении колеса II, наружный диаметр колеса D_2 в 1,4 раза более внутреннего диаметра колеса D_1 . Внутренняя окружная скорость $u_1 = 30$ м/сек., отсюда определяется наружная окружная скорость $u_2 = 1,4 \cdot 30 = 42$ м/сек. Относительные скорости приняты $\omega_1 = \omega_2$, тогда определяются согласно таблице 6, графа 4, для всех форм лопаток от I до VIII теоретические высоты давлений как функции скорости $\omega_1 = \omega_2$, или также как функции количества подачи V м³/сек.

На фигурах от 59 до 66 графически изображены теоретические высоты давлений, именно как функции $\omega_1 = \omega_2$ при

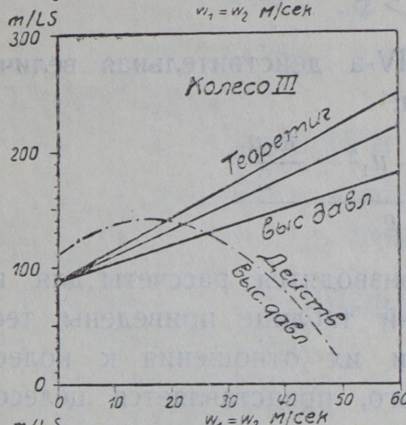
Фиг. 59.



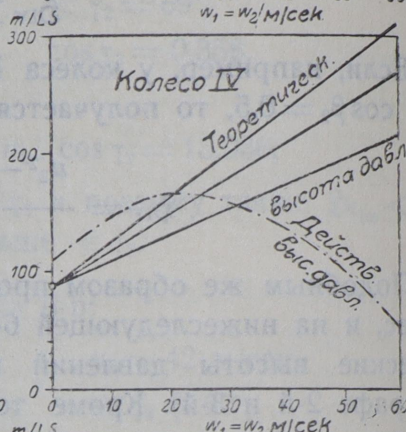
Фиг. 60.



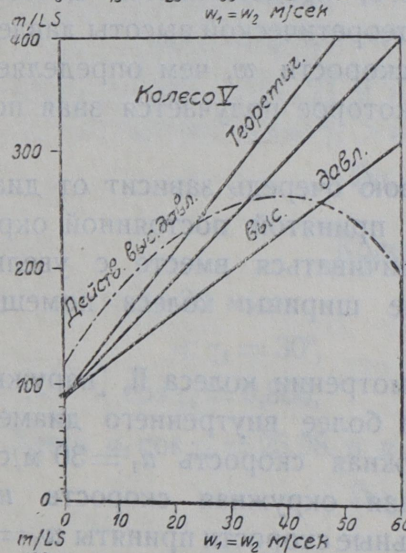
Фиг. 61.



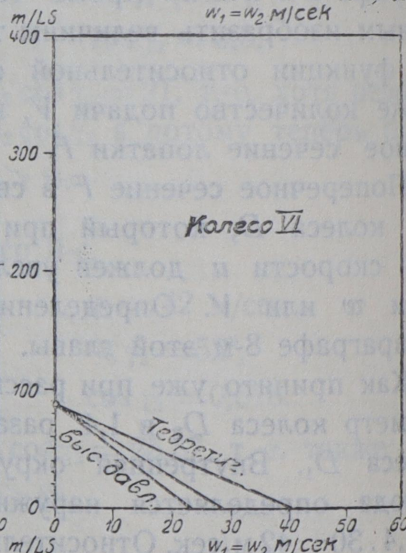
Фиг. 62.



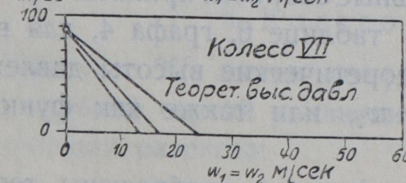
Фиг. 63.



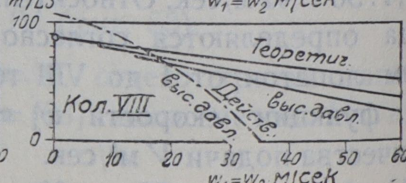
Фиг. 64.



Фиг. 65.



Фиг. 66.



изменении от 0 до 60 м/сек. При $w = 0$ количество подачи также равно нулю; в этом случае вентилятор должен работать при вполне закрытом выходе и производить только давление. При возрастании w или V нужно предполагать, что или выход открывается все более и более, а диаметр колеса остается постоянным, а с ним остаются постоянными и поперечные сечения лопаток,—или может постоянно увеличиваться диаметр колеса, а поперечное сечение выхода остается неизменным.

В последнем случае фиг. от 59 до 66 дают наглядное изображение процесса изменения теоретического давления при различных формах колеса, независимо от их величины. Действительные высоты давлений получаются во всяком случае иные и их кривые не имеют никакого сходства с кривыми теоретических высот давлений. На фиг. от 59 до 66 приведены для сравнения кривые действительных высот давлений некоторых форм лопаток. Отступление от прямой (как теоретической кривой высоты давления к действительной (несколько подобной параболе) кривой объясняется потерями от неизбежных ударов и вихрей, появляющихся внутри колеса, а потому исчисленные скорости газа никогда практически не достигаются. Теоретические высоты давлений не могут поэтому быть применены для практического определения высоты давления получаемого тем или иным колесом, и приведенные фигуры показывают только при какой форме лопаток получается большее или меньшее давление. Из приведенных фигур можно, например, усмотреть, что колесо V дает самую большую, а колесо VII самую малую высоту давления.

Относительно целесообразного выбора и практической оценки отдельных форм лопаток от I до VIII будет сказано в следующем 4-м параграфе этой главы.

4. Практическая оценка и выбор формы лопатки.

а) *Прямые, радиальные лопатки по фиг. 50 и 59, вариант I.* Теоретическая высота давления постоянна для всех количеств подачи (фиг. 59), в то время как действительная высота давления при увеличивающемся количестве подачи падает.

Т а б л и ц а 6.

Колесо №	Теоретическая высота давления ξ в м возд. столба при $w_1 = w_2$.	В отношении колеса I.	В функции скорости $w_1 = w_2$ или подаваемого количества V , при $u_1 = 30$, $u_2 = 42$ и $D_2 = 1,4D_1$.
Основное уравнение.			
1	2	3	4
I	$\xi_I = \frac{u_2^2 - u_1^2}{g}$		= 88
II a b c	$\xi_{II} = \frac{u_2^2 - u_1^2 - w_2 u_2 \cos \gamma_2 + w_1 u_1 \cos \gamma_1}{g}$	$\xi_{II} \begin{cases} \geq \\ \leq \end{cases} \xi_I$ при $u_1 \cos \gamma_1 \begin{cases} \geq \\ \leq \end{cases} \cos \gamma_2$	$\begin{aligned} &= 88 - 0,006 w_1 \\ &= 88 + 0,021 w_1 \\ &= 88 + 0,012 w_1 \end{aligned}$
III a b c	$\xi_{III} = \frac{u_2^2 - u_1^2 + w_2 u_1 \cos \gamma_1}{g}$	$\xi_{III} > \xi_I$	$\begin{aligned} &= 88 + 1,529 w_1 \\ &= 88 + 2,162 w_1 \\ &= 88 + 2,648 w_1 \end{aligned}$
IV a b c	$\xi_{IV} = \frac{u_2^2 - u_1^2 + w_2 u_2 \cos \gamma_1}{g}$	$\xi_{IV} > \xi_I$	$\begin{aligned} &= 88 + 2,141 w_2 \\ &= 88 + 3,027 w_2 \\ &= 88 + 3,707 w_2 \end{aligned}$
V a b c	$\xi_V = \frac{u_2^2 - u_1^2 + w_2 u_2 \cos \beta_2 + w_1 u_1 \cos \gamma_1}{g}$	$\xi_V > \xi_I$	$\begin{aligned} &= 88 + 3,670 w_1 \\ &= 88 + 5,189 w_1 \\ &= 88 + 6,355 w_1 \end{aligned}$
VI a b c	$\xi_{VI} = \frac{u_2^2 - u_1^2 - w_2 u_2 \cos \gamma_2}{u}$	$\xi_{VI} > \xi_I$	$\begin{aligned} &= 88 - 2,141 w_2 \\ &= 88 - 3,027 w_2 \\ &= 88 - 3,707 w_2 \end{aligned}$
VII a b c	$\xi_{VII} = \frac{u_2^2 - u_1^2 - w_2 u_2 \cos \gamma_2 w_1 u_1 \cos \beta_1}{g}$	$\xi_{VII} < \xi_I$	$\begin{aligned} &= 88 - 3,670 w_1 \\ &= 88 - 5,189 w_1 \\ &= 88 - 6,355 w_1 \end{aligned}$
VIII a b c	$\xi_{VIII} = \frac{u_2^2 - u_1^2 - w_2 u_2 \cos \gamma_2 + w_1 u_1 \cos \gamma_1}{g}$	$\xi_{VII} \begin{cases} \geq \\ \leq \end{cases} \xi_I$ при $u_1 \cos \gamma_1 \begin{cases} \geq \\ \leq \end{cases} u_2 \cos \gamma_2$	$\begin{aligned} &= 88 - 0,612 w_1 \\ &= 88 - 0,865 w_1 \\ &= 88 - 1,059 w_1 \end{aligned}$

Колеса имеют умеренный манометрический коэффициент полезного действия и вызывают относительно большие потери от ударов при входе газов в каналы лопаток. Эти потери от ударов происходят вследствие значительного отклонения от наиболее выгодного направления абсолютной входной скорости c_1 , которое, согласно объяснения к фиг. 47, должно быть радиальным. На этом основании колеса такой конструкции при построении вентиляторов должны быть заброшены и вместо них следует избрать лучше следующие, более целесообразные формы лопаток по фиг. 51 (колесо II) и фиг. 48 и 52 (колесо III), которые могут быть с выгодой применены также и для транспортных целей, в особенности колесо III.

Прямые радиальные лопатки могут находить применение собственно только при меняющемся направлении вращения, как например, при охлаждающих крыльях электрических машин, при которых имеют небольшое значение производительность подачи и высокий коэффициент полезного действия. Однако, в производстве специальных вентиляторов едва ли могут встретиться случаи меняющегося направления вращения.

б) *Обратно наклонные прямые лопатки по фиг. 51 и 60, вариант II.* Здесь давления и подаваемое количество такие же, как у колеса I; манометрический коэффициент полезного действия, однако, лучше. Абсолютная выходная скорость c_2 меньше, чем у колеса I, а потому колеса с обратно наклонными прямыми лопатками применяются для транспортных целей только в редких случаях.

Условие радиального направления c_1 может быть здесь соблюдено, отчего потери от ударов будут значительно меньше, чем у колеса I.

В сравнении с колесами с радиально кончающимися и вперед изогнутыми лопатками, рассматриваемые колеса, изображенные на фиг. 51, требуют при одинаковой высоте давления большего числа оборотов или большего диаметра колеса, а потому и большего по размеру кожуха. Но при этом возрастает количество воздуха и потребная сила, а потому эти колеса выгодно применять только для небольших давлений и для более значительных количеств воздуха.

с) *Обратно наклонные и радиально оканчивающиеся изогнутые лопатки по фиг. 52 и 61, вариант III.* Действи-

тельная высота давления и манометрический коэффициент полезного действия лучше, чем у колес I и II. Действительная высота давления вначале подымается вместе с увеличивающимся количеством подачи, а затем постепенно снижается. Наибольший манометрический коэффициент полезного действия находится приблизительно в точке наибольшей действительной высоты давления. Колесо это хорошо приспособлено для средних давлений, средних количеств подачи, а также и для транспортных целей.

Абсолютная выходная скорость c_2 , вследствие радиально оканчивающихся лопаток, больше, чем у колеса II.

Условие радиального направления c_1 может быть соблюдено (см. фиг. 48), а потому потери от ударов меньше, чем у колеса I.

Для колеса III при одинаковой высоте давления требуется меньшее число оборотов, или меньший диаметр колеса, чем у колес I и II.

д) *Радиально начинающиеся и вперед наклонные изогнутые лопатки по фиг. 53 и 62, вариант IV.* Эти лопатки производят при одинаковом количестве подачи более высокие давления, чем колеса I, II и III. Условие радиального направления c_1 , не может быть соблюдено, а потому здесь имеются большие потери от ударов и меньший манометрический коэффициент полезного действия, чем у колес II и III.

Вместо этого колеса, изготовление которого на практике мне не известно, лучше выбрать соответствующее цели колесо III или V.

е) *Вперед изогнутые лопатки по фиг. 54 и 63, вариант V.* Эти лопатки в сравнении со всеми другими достигают наивысшей возможной высоты давления при одинаковом количестве подачи; ими же достигается наивысшая абсолютная выходная скорость c_2 , но и наибольшие потери от трения и вихрей, а потому у них механический (не манометрический) коэффициент полезного действия несколько меньше, чем у радиально оканчивающихся или обратно наклонных лопаток.

Высота давления повышается вместе с уменьшением угла β_2 .

Условие радиального направления c_1 может быть соблюдено, отчего потери от ударов уменьшаются.

Применяя вперед изогнутые лопатки, по сравнению со всеми другими формами лопаток, можно обойтись при одинаковой высоте давления меньшим диаметром колеса, а потому и меньшим кожухом, или меньшим числом оборотов.

Применение этой формы, однако, должно ограничиваться только особыми случаями, когда другими колесами желаемая высота давления не может быть экономично достигнута, так как при вперед изогнутых лопатках требуется наибольший расход силы.

Применение для транспортных целей еще возможно, если углы лопаток и поперечные сечения каналов соответствуют свойствам транспортируемых веществ.

ф) *Радиально начинающиеся и обратно наклонные изогнутые лопатки по фиг. 55 и 64, вариант VI.* Эти лопатки дают только умеренную высоту давления и низкую абсолютную выходную скорость c_2 при довольно высоком числе оборотов в сравнении с колесом III. Применение этих колес ограничивается малыми давлениями и средними количествами подачи, а также теми случаями, когда имеет значение бесшумное движение газа, так как при обратно наклонных лопатках вихревые явления меньше, чем у радиально оканчивающихся и вперед изогнутых лопаток.

Условие радиального направления c_1 не может быть соблюдено, а потому применения колеса VI лучше избегать, используя колесо VIII, фиг. 57, которое для бесшумной подачи более пригодно.

г) *Обратно изогнутые лопатки по фиг. 56 и 65, вариант VII,* производят самые низкие давления при наибольших потерях от ударов при входе. Эти колеса на практике, насколько мне известно, не встречаются и не должны быть применяемы.

h) *Обратно наклонные и изогнутые лопатки по фиг. 57 и 66, вариант VIII,* особенно пригодны для бесшумной подачи газа, однако они дают умеренную высоту давления.

Условие радиального направления c_1 может быть соблюдено; абсолютная выходная скорость c_2 , в сравнении со всеми другими формами лопаток, наименьшая, а число оборотов или диаметр колеса, напротив (при одинаковой высоте давления), наибольшие, чем вызывается больший размер кожуха.

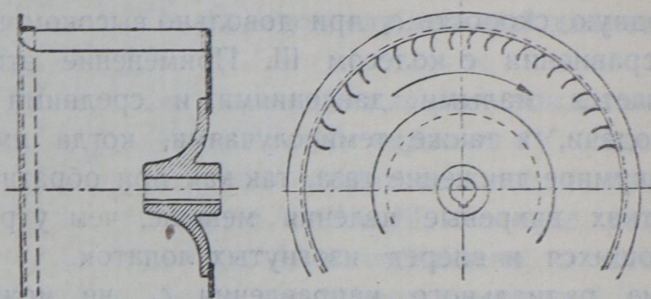
Высота давления падает или подымается вместе с увеличением или уменьшением угла β_2 .

Повышение (падение) высоты давления также достигается, если u_2 приближается к u_1 (или наоборот), т.е. если отношение

$$\frac{\text{наружный диаметр колеса}}{\text{внутренний диаметр колеса}}$$

становится меньше (или больше).

і) Узкие радиальные лопатки длинные (в осевом направлении) по фиг. 67. Эти колеса — род старых колес „Сирокко“, — имеют довольно спокойный и бесшумный ход и работают с довольно хорошим коэффициентом полезного действия. Лопатки изогнуты вперед и лежат довольно тесно одна от другой в большом количестве.



Фиг. 67. Колесо „Сирокко“.

Эти колеса с успехом применимы для малых давлений при больших количествах воздуха, однако, для более высоких давлений не пригодны. В этом случае применяется нормальное лопастное колесо с большим отношением

$$\frac{\text{наружный диаметр колеса}}{\text{внутренний диаметр колеса}}$$

По причине своих многочисленных узких поперечных сечений каналов колесо это также не пригодно и для транспортных целей.

5. Практическое выполнение лопаток.

а) Наружный угол лопатки. Резюмируя можно сказать относительно различных форм лопаток, что начиная от формы лопатки обратно изогнутой и наклонной до формы вперед

изогнутой непрерывно увеличивается абсолютная выходная скорость c_2 , а также достижимая высота давления, или, другими словами, чем меньше будет выходной угол β_2 , тем больше будет выходная скорость c_2 , а также высота давления. Правило это имеет, однако, известные границы, так как если угол β_2 уменьшить до 0° , то становится ясным, что вышеупомянутое правило имеет только условное значение. Практические границы лежат приблизительно между $\beta_2 = 150^\circ$, что является наибольшим выходным углом для обратно наклонных или изогнутых лопаток, и $\beta_2 = 30^\circ$, что является наименьшим выходным углом для вперед изогнутых лопаток. Меньшие углы обуславливаются меньшими числами оборотов при одинаковой желаемой высоте давления. Переход этих крайних границ недопустим, вследствие наступающего при этом сильного сужения поперечного сечения лопастных каналов. В большинстве случаев применяется угол $\beta_2 = 135^\circ$ для обратно—и угол $\beta_2 = 45^\circ$ для вперед-изогнутых лопаток.

б) *Внутренний угол лопатки.* При входном угле мы имеем отношения, похожие на отношения при выходном угле. Принимая в соображение радиально направленную абсолютную входную скорость c_1 , угол лопатки γ_1 определяется по фиг. 49:

$$\boxed{\operatorname{tg} \gamma_1 = \frac{c_1}{u_1}} \dots \dots \dots (89,$$

или

$$\boxed{\cos \gamma_1 = \frac{u_1}{w_1}} \dots \dots \dots (89-a)$$

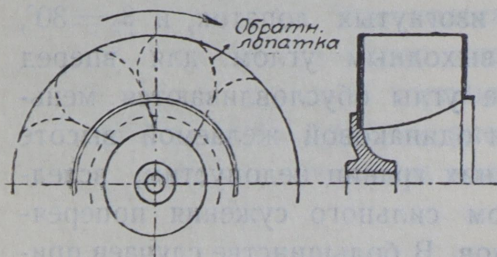
Угол γ_1 будет тем более, или угол β_1 будет тем менее, чем больше будет относительная входная скорость w_1 . От w_1 зависит также w_2 , а именно:

$$w_2 \cong w_1 = 1,0 \text{ до } 1,5 w_1$$

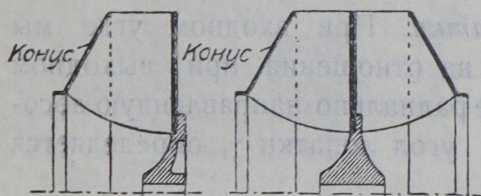
Часто принимают такое же отношение w_2 к w_1 , как наружного диаметра колеса D_2 к внутреннему D_1 , т.-е.

$$\frac{w_1}{w_2} = \frac{D_1}{D_2}.$$

Увеличение ω_1 до ω_2 необходимо для того, чтобы противодействовать шуму, появляющемуся внутри лопастных каналов вследствие различных скоростей течения. Поперечные сечения канала уменьшаются по направлению к наружной окружности колеса, чем достигается хорошее смешение газа. Сужение поперечного сечения производится путем прикрепления у наружной окружности колеса так называемой обратной лопатки (фиг. 68) или с помощью конических продольных стенок у колеса по фиг. 69 (для односторонне всасывающих колес) или по фиг. 70 (для двусторонне всасывающих колес).



Фиг. 68.



Фиг. 69.

Односторонне
всасывающие колеса.

Фиг. 70.

Двухсторонне
всасывающие колеса.

Теперь приступим к дальнейшему исследованию упомянутой в начале зависимости высоты давления от углов лопатки. Как предыдущим установлено, увеличение ω_1 требует уменьшения угла β_1 . С увеличением ω_1 связано также увеличение ω_2 , а следовательно и увеличение абсолютной выходной скорости c_2 , а также

высоты общего давления. Поэтому входной угол находится с высотой общего давления в том же отношении, как и выходной угол, а именно: абсолютная выходная скорость c_2 или высота давления становится тем больше, чем меньше будет угол β_1 . Последний целесообразно принимать приблизительно от 110° до 140° ; выходить из этих пределов не следует, так как в таком случае образовалось бы (в особенности при угле свыше 140°) сильное сужение поперечного сечения, а при углах ниже 110° получалась бы недопустимо высокая входная скорость ω_1 или c_1 (при радиально направленной c_1). Величины для c_1 на практике испытаны и практикой установлено, что большие углы неприемлемы.

Конструкции, у которых по фиг. 69 и 70 лопатки скошены и у которых, следовательно, линия лопаток не парал-

лельна оси колеса, мы имеем беспрерывно меняющуюся величину угла β_1 вследствие беспрерывно уменьшающегося внутреннего диаметра колеса. В данном случае необходимо углы один за другим точно проверить в разных точках, чтобы убедиться, что во всех точках внутренней линии лопаток соблюдено условие радиального направления c_1 .

Еще следует упомянуть о соединяющей кривой между входными и выходными углами лопаток, которая проще всего вычерчивается наибольшим радиусом, перпендикулярным к w_1 и w_2 .

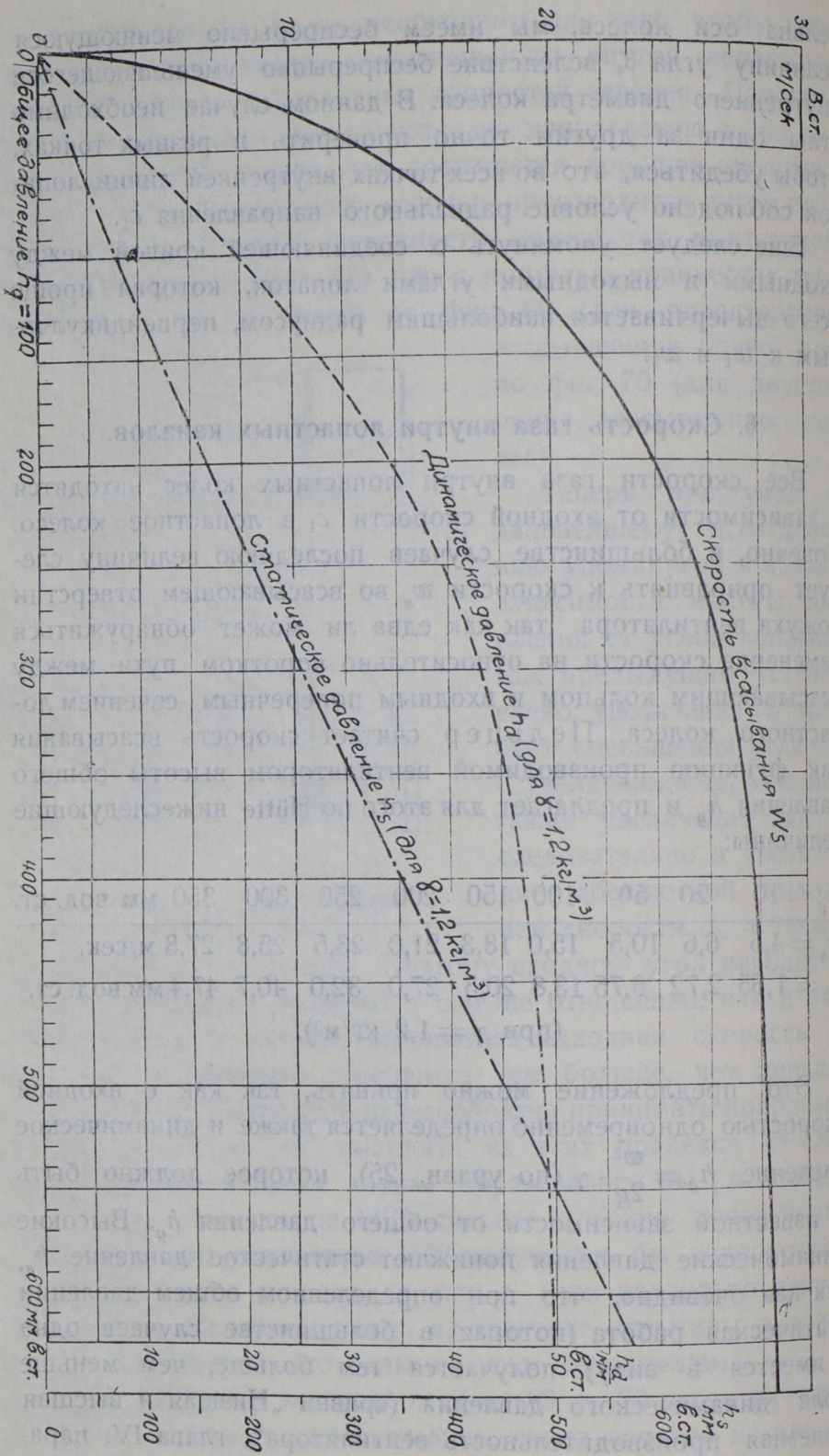
6. Скорость газа внутри лопастных каналов.

Все скорости газа внутри лопастных колес находятся в зависимости от входной скорости c_1 в лопастное колесо. Конечно, в большинстве случаев последнюю величину следует приравнять к скорости w_s во всасывающем отверстии кожуха вентилятора, так как едва ли может обнаружиться изменение скорости на относительно коротком пути между всасывающим кольцом и входным поперечным сечением лопастного колеса. Пельцер считает скорость всасывания как функцию производимой вентилятором высоты общего давления h_g и предлагает для этого по Hütte нижеследующие величины:

$h_g = 10$	20	50	100	150	200	250	300	350	мм вод. ст.
$w_s = 4,5$	6,6	10,5	15,0	18,3	21,0	23,5	25,8	27,8	м/сек.
$h_d = 1,35$	2,72	6,75	13,8	20,5	27,0	32,0	40,7	47,4	мм вод. ст.

(при $\gamma = 1,2 \text{ кг/м}^3$).

Это предложение можно принять, так как с входной скоростью одновременно определяется также и динамическое давление $h_d = \frac{w^2}{2g} \cdot \gamma$ (по уравн. 25), которое должно быть в известной зависимости от общего давления h_g . Высокие динамические давления понижают статическое давление h_s , так как очевидно, что при определенном общем давлении статическая работа (которая в большинстве случаев одна и имеется в виду) получается тем больше, чем меньше доля динамического давления (сравни „Низшая и высшая полезная производительность вентилятора“, глава IV, пара-



Фиг. 71.

граф 3-й. С другой стороны, низкое динамическое давление, вследствие незначительной скорости газа, требует большего всасывающего поперечного сечения, а следовательно большего диаметра колеса и размера кожуха. Таким образом, вопрос о скоростях газа не разрешается просто, и нужно в каждом отдельном случае взвесить все обстоятельства.

Однако, во всех случаях входную скорость не следует принимать свыше 28 м/сек., так как иначе доля динамического давления будет слишком велика. По вышеприведенным данным Пельцера наивысшая скорость достигается уже почти при $h_g = 350$ мм вод. ст., при более же высоких давлениях скорость значительно перешла бы указанный предел.

Едва ли можно предположить, что более высокие величины применяются самим Пельцером: они допустимы только в очень редких случаях, когда иного выхода из положения не имеется.

Нижеприведенная таблица 7-я показывает вполне приемлемые величины, установленные в соответствии с границами скорости; в этой таблице одновременно приведены относящиеся к указанным величинам динамические и статические давления при удельном весе газа $\gamma = 1,2$ кг/м³.

Таблица 7.

$h_g = 10$	20	30	50	70	100	150	200	250	300	400	500	600	700	800
w_s м/сек = 5,2	7,8	9,8	12,8	15,3	18,0	21,4	23,8	25,4	26,5	27,7	28,2	28,5	28,6	28,7
h_d мм = 1,66 вод. ст.	3,72	5,9	10,0	14,3	19,8	28,0	34,7	39,5	43,0	47,0	48,7	49,7	50,0	50,4
h_s мм = 8,34 вод. ст.	16,28	24,1	40,0	55,7	80,2	122,0	165,3	210,5	257,0	353,0	451,3	550,3	650,0	749,6

На диаграмме фиг. 71 изображено графически изменение величин для w_s , h_d и h_s , как функция h_g , при чем по приведенным кривым можно определить и промежуточные величины, не содержащиеся в таблице 7-й. Эти данные, разумеется, нельзя считать абсолютно непреложными для всех случаев, — они являются только приемлемыми средними величинами, на основании которых представляется возможным определить

для каждого отдельного случая наивыгоднейшую входную скорость. Пользование таблицами и кривыми пояснено особыми расчетными и конструктивными примерами в главе XI.

7. Диаметр колеса.

Предыдущие теоретические выводы показали, что достигаемая вентилятором высота давления зависит исключительно от разниц скоростей внутри лопастных каналов. Повышение давления, поэтому, может быть достигнуто только путем увеличения этих разниц, что в конечном счете ведет к увеличению наружного диаметра колеса по отношению к внутреннему. Нижеприведенные отношения обоих диаметров колеса в зависимости от общей высоты давления дают практически испытанные величины, применяемые большинством предприятий, изготавливающих вентиляторы.

Таблица 8.

Высота общего давления.	Наружный \varnothing колеса.
Вентиляторы низкого давления $h_g =$ до 100 мм вод. ст.	$D_2 = 1,25$ до $1,5 D_1$
" среднего " $h_g =$ 100 до 200 мм " "	$D_2 = 1,5$ до $1,75 D_1$
" высокого " $h_g =$ выше 200 " " "	$D_2 = 1,75$ до $2,0 D_1$

Внутренний диаметр колеса принимается обычно почти равным диаметру всасывающего патрубка, для которого прежде всего необходимо установить наиболее употребительные размеры. Нижеследующие величины показывают самые ходовые диаметры всасывающего патрубка:

50, 75, 100, 150, 200, 250, 300 и т. д.,

повышаясь каждый раз на 50 мм до диаметра в 600—700 мм, а выше этого диаметра—каждый раз на 100 мм.

В действительности внутренний диаметр колеса в свету будет несколько больше, чем внутренний диаметр всасывающего патрубка, так как последний покрывается внутренним ободом колеса (см. фиг. 2). Но для расчета колеса за действительный внутренний диаметр принимается только диаметр в свету всасывающего кольца.

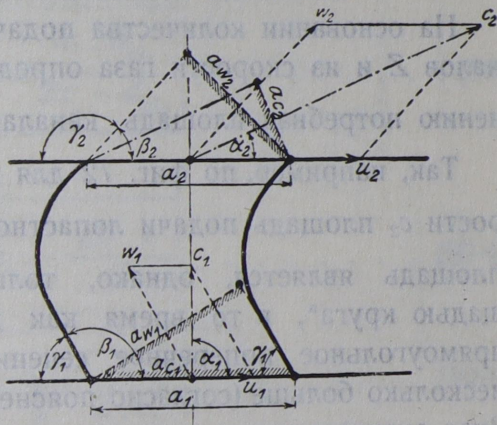
Одновременно следует еще указать на чугунную втулку колеса (фиг. 2, обозначена D), которая имеет целью не

только укрепить колесо на оси, но и направить газы так, чтобы они проходили от всасывающего кольца в лопастные каналы без больших потерь от ударов и не меняя скорости. В зависимости от этого втулка имеет особую форму, как это изображено на фиг. 2.

Количество лопаток должно быть возможно больше, так как этим уменьшается шум.

8. Определение ширины колеса.

По основному уравнению (24) $V = F \cdot \omega$ для движения газов и жидкостей через канал рассчитываются также и поперечные сечения лопастных каналов, в зависимости от входной и выходной скорости и от подаваемого количества V . При этом безразлично, будет ли принята при расчете абсолютная скорость c или относительная ω , необходимо только брать поперечное сечение, соответствующее намеченной скорости газа. Из начерченных на фиг. 72 направлений скорости видно, что не всегда полное поперечное сечение лопастного канала является площадью подачи, последняя всегда лежит перпендикулярно направлению скорости и ограничивается лопастными входными и выходными линиями.



Фиг. 72.

Таким образом, площадь подачи соответствует полному поперечному сечению канала только тогда, когда направление скорости газа составляет угол в 90° с направлением окружной скорости u . Во всех других случаях площадь подачи меньше, чем полное поперечное сечение канала.

Это обстоятельство ясно обнаруживается на фиг. 72, на которой, для большей наглядности, начерчены развернутые внутренняя и наружная окружности колеса. Итак, площади подачи в конце концов зависят от лопастных углов.

Обозначим:

a_1 или a_2 = высота полного входного и выходного поперечного сечения канала в метрах,
 a_{c_1} " a_{c_2} = высота, относящаяся к c_1 или c_2 , поперечного сечения подачи в метрах,
 a_{w_1} " a_{w_2} = высота, относящаяся к w_1 или w_2 , поперечного сечения подачи в метрах,
 b_1 " b_2 = ширина поперечного сечения канала и площади подачи у входа и выхода (ширина колеса),
 F_{c_1} " F_{c_2} = эквивалентные площади подачи в m^2 , относящиеся к c_1 и c_2 или w_1 и w_2 ,
 F_{w_1} " F_{w_2} = эквивалентные диаметры в м, соответствующие принятым площадям подачи,
 d_{gl_1} " d_{gl_2} = внутренний или наружный диаметр колеса в м,
 D_1 " D_2 = число лопастных каналов или лопаток колеса.
 Z = число лопастных каналов или лопаток колеса.

На основании количества подачи V , числа лопастных каналов Z и из скорости газа определяется по основному уравнению потребная площадь канала: $F = \frac{V}{Z \cdot w}$.

Так, например, по фиг. 72 для абсолютной выходной скорости c_2 площадь подачи лопастного канала $F_{c_2} = \frac{V}{Z \cdot c_2}$. Эта площадь является, однако, только „эквивалентной площадью круга“, в то время как действительно имеющееся прямоугольное поперечное сечение канала должно быть несколько больше (согласно пояснений в главе V, параграф 2). Зная эквивалентную площадь круга находим эквивалентный диаметр из отношения $F_{c_2} = \frac{d_{gl_2}^2 \cdot \pi}{4}$, в котором аналогично уравнению (55) $d_{gl_2} = \frac{2a_{c_2} \cdot b}{a_{c_2} + b}$. Отсюда наконец исчисляется наружная ширина колеса соответственно уравнению (55):

$$b = \frac{a_{c_2} \cdot d_{gl_2}}{2a_{c_2} - d_{gl_2}}.$$

Для этого уравнения нужно еще определить величины a_{c_2} и d_{gl_2} .

Первая величина определяется по фиг. 72 $a_{c_2} = a_2 \sin \alpha_2$ и так как a_2 есть Z часть окружности,

то $a_2 = \frac{D_2 \cdot \pi}{Z}$

отсюда:

$$a_{c_2} = \frac{D_2 \cdot \pi}{Z} \cdot \sin \alpha_2.$$

Подставляя в значение эквивалентной площади круга ранее найденные

$$F_{c_2} = \frac{V}{Z \cdot c_2} = \frac{d_{gl_2}^2 \cdot \pi}{4},$$

получаем:

$$d_{gl_2} = \sqrt{\frac{V \cdot 4}{Z \cdot c_2 \cdot \pi}}.$$

Подобным же образом определяются потребные ширины колес и для всех других скоростей; получаемые соотношения ниже приводятся:

а) *Определение внутренней ширины колеса по c_1 .*

1) Для угла $\alpha_1 = 90^\circ$ (по фиг. 72):

В этом случае $a_{c_1} = a_1$, т.е.

$$b_1 = \frac{a_1 \cdot d_{gl_1}}{2a_1 - d_{gl_1}}, \dots \dots \dots (90)$$

где следует принять для:

$$a_1 = \frac{D_1 \cdot \pi}{Z} \dots \dots \dots (90-a)$$

и для

$$d_{gl_1} = \sqrt{\frac{V \cdot 4}{Z \cdot c_1 \cdot \pi}} \dots \dots \dots (90-b)$$

2) Для угла $\alpha_1 < 90^\circ$ (по фиг. 73):

Вследствие больших потерь от ударов такие случаи отклонения c_1 не должны на практике приниматься к исполнению (см главу VII параграф 3), но для полноты и с целью сравнения здесь приводятся отношения ширины колеса и для данного случая, а именно:

$$b_1 = \frac{a_{c_1} \cdot d_{gl_1}}{2a_{c_1} - d_{gl_1}} \dots \dots \dots (91)$$

где:

$$a_{c_1} = \frac{D_1 \cdot \pi}{Z} \cdot \sin \alpha_1 \dots \dots \dots (91-a)$$

и d_{gl_1} принимается по уравнению (90-b).

3) Для угла $\alpha_1 > 90^\circ$ (по фиг. 74).

Все, что сказано для угла $\alpha_1 < 90^\circ$ относится также и к этому случаю; исполнение его на практике следует также отбросить.

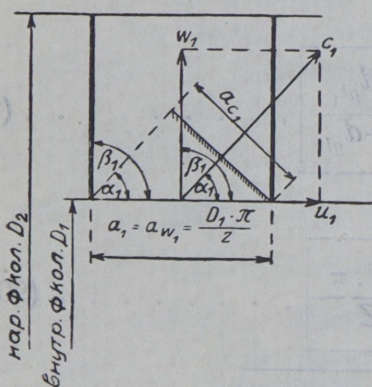
Итак:

$$b_1 = \frac{a_{c_1} \cdot d_{gl_1}}{2a_{c_1} - d_{gl_1}}, \dots \dots \dots (92)$$

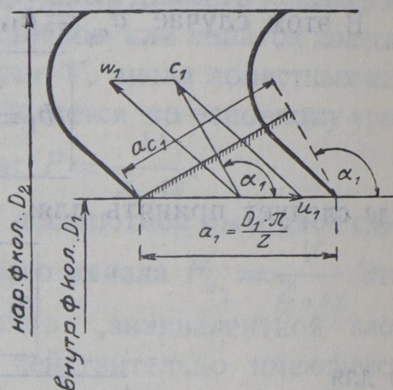
где:

$$a_{c_1} = \frac{D_1 \cdot \pi}{Z} \cdot \sin \alpha (180 - \alpha_1) \dots \dots \dots (92-a)$$

и d_{gl_1} принимается по уравнению (90-b).



Фиг. 73.



Фиг. 74.

б) *Определение внутренней ширины колеса по w_1 .*

1) для угла $\beta_1 = 90^\circ$ (по фиг. 73).

При $\beta_1 = 90^\circ$ имеем $\alpha_1 < 90^\circ$, а потому условие радиально направленного c_1 не может быть соблюдено. Эти конструкции колеса, как уже сказано, не подлежат на практике выполнению. По фиг. 73 $a_{w_1} = a_1$, а потому:

$$b_1 = \frac{a_1 \cdot d_{gl_1}}{2a_1 - d_{gl_1}} \dots \dots \dots (93)$$

где следует принять:

$$a_1 = \frac{D_1 \cdot \pi}{Z} \dots \dots \dots (93-a)$$

и

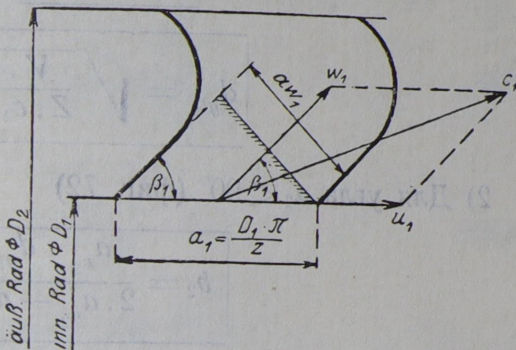
$$d_{gl_1} = \sqrt{\frac{V \cdot 4}{Z \cdot \omega_1 \cdot \pi}} \dots \dots \dots (93-b)$$

2) Для угла $\beta_1 < 90^\circ$ (по фиг. 75).

Этот размер угла должен соответствовать форме лопатки VII (фиг. 56), каковая едва ли может на практике встретиться. Для сравнения все же приводятся здесь уравнения для ширины лопаток в этом случае.

Мы имеем:

$$b_1 = \frac{a_{w_1} \cdot d_{gl_1}}{2a_{w_1} - d_{gl_1}} \dots (94)$$



Фиг. 75.

где:

$$a_{w_1} = \frac{D_1 \cdot \pi}{Z} \cdot \sin \beta_1 \dots \dots \dots (94-a)$$

и d_{gl_1} принимается по уравнению (93-b).

3) Для угла $\beta_1 > 90^\circ$ (по фиг. 72).

Для этого даны:

$$b_1 = \frac{a_{w_1} \cdot d_{gl_1}}{2a_{w_1} - d_{gl_1}} \dots \dots \dots (95)$$

где:

$$a_{w_1} = \frac{D_1 \cdot \pi}{Z} \sin (180 - \beta_1) \dots \dots \dots (95-a)$$

или

$$a_{w_1} = \frac{D_1 \cdot \pi}{Z} \sin \gamma_1$$

и d_{gl_1} принимается по уравнению (93-b).

с) Определение наружной ширины колеса по c_2 .

1) Для угла $\alpha_2 = 90^\circ$.

$$b_2 = \frac{a_2 \cdot d_{gl_2}}{2a_2 - d_{gl_2}}, \dots \dots \dots (96)$$

где:

$$a_2 = \frac{D_2 \cdot \pi}{Z} \dots \dots \dots (96-a)$$

и

$$d_{gl_2} = \sqrt{\frac{V \cdot 4}{Z \cdot c_2 \cdot \pi}} \dots \dots \dots (96-b)$$

2) Для угла $\alpha_2 < 90^\circ$ (фиг. 72)

$$b_2 = \frac{a_{c_2} \cdot d_{gl_2}}{2 \cdot a_{c_2} - d_{gl_2}}, \dots \dots \dots (97)$$

где

$$a_{c_2} = \frac{D_2 \cdot \pi}{Z} \cdot \sin \alpha_2 \dots \dots \dots (97-a)$$

и d_{gl_2} принимается по уравнению (96-b).

3) Для угла $\alpha_2 > 90^\circ$.

Эти колеса на практике не выполняются.

$$b_2 = \frac{a_{c_2} \cdot d_{gl_2}}{2a_{c_2} - d_{gl_2}}, \dots \dots \dots (98)$$

где:

$$a_{c_2} = \frac{D_2 \cdot \pi}{Z} \cdot \sin (180 - \alpha_2) \dots \dots \dots (98-a)$$

и d_{gl_2} принимается по уравнению (96-b).

д) Определение наружной ширины колеса по w_2 .

1) Для угла $\beta_2 = 90^\circ$ (радиально оканчивающиеся лопатки).

$$b_2 = \frac{a_2 \cdot d_{gl_2}}{2a_2 - d_{gl_2}}, \dots \dots \dots (99)$$

где:

$$a_2 = \frac{D_2 \cdot \pi}{Z} \dots \dots \dots (99-a)$$

$$d_{gl_2} = \sqrt{\frac{V \cdot 4}{Z \cdot w_2 \cdot \pi}} \dots \dots \dots (99-b)$$

2) Для угла $\beta_2 < 90^\circ$ (вперед изогнутые лопатки).

$$b_2 = \frac{a_{w_2} \cdot d_{gl_2}}{2a_{w_2} - d_{gl_2}}, \dots \dots \dots (100)$$

где:

$$a_{w_2} = \frac{D_2 \cdot \pi}{Z} \cdot \sin \beta_2 \dots \dots \dots (100-a)$$

и d_{gl_2} принимается по уравнению (99-b).

3) Для угла $\beta_2 > 90^\circ$ (обратно изогнутые или наклонные лопатки).

$$b_2 = \frac{a_{w_2} \cdot d_{gl_2}}{2a_{w_2} - d_{gl_2}}, \dots \dots \dots (101)$$

где:

$$\left. \begin{aligned} a_{w_2} &= \frac{D_2 \cdot \pi}{Z} \cdot \sin (180 - \beta_2) \\ &\text{или} \\ a_{w_2} &= \frac{D_2 \cdot \pi}{Z} \cdot \sin \gamma_2 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (101-a)$$

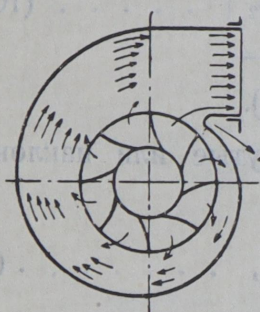
и d_{gl_2} принимается по уравнению (99-b).

VIII. КОНСТРУКЦИЯ ВЕНТИЛЯТОРНЫХ КОЖУХОВ.

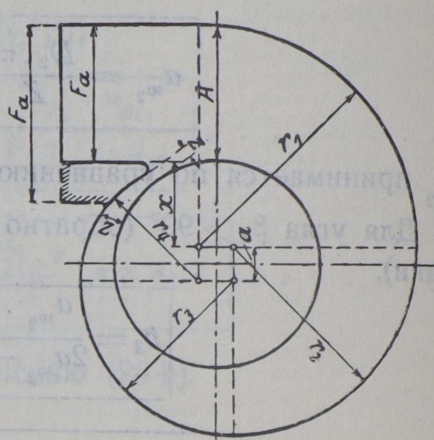
1. Конструкция спирали кожуха.

Спираль имеет целью создать постепенно расширяющееся выходное пространство для выходящих из лопастных каналов газов. От самого узкого места выходного пространства, лежащего у так называемого „языка кожуха“ z

(фиг. 76), поперечное сечение выходного пространства должно постоянно увеличиваться, соответственно увеличивающемуся с каждым лопастным каналом количеству газа. Кроме того, этим достигается превращение высокой выходной скорости колеса в статическое давление. Линия кожуха является „архимедовой спиралью“, получаемой таким образом, что точка продвигается с равномерной скоростью в струе, в то время как последняя одновременно равномерно вращается вокруг неподвижной точки. Неподвижной точкой в данном случае является центр колеса. Спираль конструируется приближенно вокруг квадрата, из угловых точек которого вычерчиваются дуги с радиусом от r_1 до r_4 (фиг. 77).



Фиг. 76.



Фиг. 77.

Если обозначить сторону квадрата a , то $r_4 = r_1 - 3a$, т.е. на $3a$ короче, чем r_1 . Расстояние x тогда на $4a$ меньше, чем r_1 , отчего определится размер A :

$$A = r_1 - (r_1 - 4a) = r_1 - r_1 + 4a = 4a.$$

Отсюда получается простое отношение для определения стороны квадрата спирали

$$\boxed{a = \frac{A}{4}} \dots \dots \dots (102)$$

если A представляет собой расстояние от верхней кромки колеса до верхней кромки спирали. При вентиляторе, у которого колесо вполне покрывается линией спирали, A будет

равно высоте выходного поперечного сечения. Такая конструкция применяется главным образом для вентиляторов высокого давления,—для вентиляторов среднего и низкого давления целесообразно опускать язык кожуха ниже, так что верхняя часть колеса заходит в выходное поперечное сечение (заштрихованное место на фиг. 77). К этому придется еще вернуться ниже.

Построение спирали вокруг квадрата на практике вполне удовлетворяет, и нет оснований для исходной фигуры брать шестиугольник, как это иногда делается. Разница линий обеих спиралей так незначительна, что она на практике абсолютно не имеет никакого значения. Таким образом шестиугольная конструкция связана только с излишней работой для технического бюро и для производства.

2. Положение языка кожуха.

Положение языка для целесообразной конструкции кожуха играет важную роль. Чтобы по возможности избежать потерь от зазора, т.-е. от вторичного попадания части подаваемого газа через зазор языка z (фиг. 77), необходимо язык подводить как можно ближе к колесу, что возможно, однако, только в известных границах, вследствие возникающего сильного шума. Основательных опытов в этом отношении, к сожалению, не имеется, но более или менее употребительные величины практически установлены. Расстояние языка от колеса целесообразно выражать в зависимости от диаметра колеса, и тогда получается:

$$z = \text{около } 0,05 \text{ до } 0,07 \cdot D_2 \dots \dots \dots (103)$$

Как уже сказано, часто бывает, что спираль кожуха не вполне покрывает лопастное колесо и, таким образом, верхняя кромка колеса лежит выше, чем нижняя сторона выходного поперечного сечения. Такая конструкция имеет преимущество в отношении получения меньших размеров кожуха. Но в данном случае надлежит поперечное сечение A , лежащее над верхней кромкой колеса, поставить в соответствующее отношение к выходному поперечному сечению F_a , в зависимости от того, насколько колесо покрыто спиралью.

Если, например (считая от языка кожуха до верхней кромки колеса) 80% колеса покрыты спиралью, то поперечное сечение A в соответствии с подаваемым колесом количеством газа должно быть $A = 0,8 F_a$.

Для вентиляторов высокого давления, у которых вследствие относительно малого подаваемого количества выходное

отверстие также относительно мало, следует полностью покрывать спиралью колесо, так что нижняя кромка выходного поперечного сечения и верхняя кромка колеса лежат на одной высоте, а потому имеем $A = F_a$.

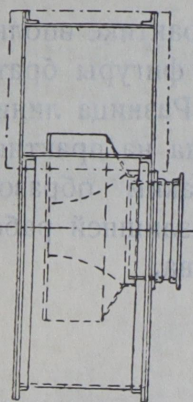
Скорость газа w_a у выхода должна быть равной или меньшей, чем скорость всасывания, т.-е.:

$$w_a \leq w_s,$$

но ни в коем случае не больше, чем w_s , что вызвало бы бесцельное понижение статического давления. Если имеются особые конструктивные основания для исполнения меньшего выход-

ного поперечного сечения, чем всасывающее поперечное сечение (при чем будет $w_a > w_s$), что многие фирмы делают для достижения меньших размеров кожуха, — то в таком случае является необходимым присоединение диффузора, с помощью которого динамическое давление превращается в статическое.

Необходимо упомянуть еще, что при изготовлении железных кожухов угольники должны лежать не внутри, а снаружи кожуха (фиг. 78), чем сокращаются потери от трения и вихрей при движении газа.



Фиг. 78.

IX. ПРИВЕДЕНИЕ В ДВИЖЕНИЕ И ВОЗМОЖНОСТЬ РЕГУЛИРОВАНИЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ВЕНТИЛЯТОРА.

1. Общее понятие.

Лучшее регулирование производительности вентилятора достигается изменением числа оборотов, при чем изменяются как количества подачи, так и высоты давления в довольно широких границах. Экономичность, разумеется, не остается одинаковой, напротив, наилучший коэффициент полезного действия вентилятора получается только при определенной высоте производительности. Выше или ниже ее

коэффициент полезного действия падает. Без сомнения, вентилятор может работать в известных границах также и при меньшей или большей нагрузке, если практические соображения требуют достижения различных степеней производительности. Это встречается, например, при установках воздушного отопления, когда некоторые помещения временно выключаются, следствием чего является сокращение сопротивлений и вентилятор развивает повышенную производительность, более чем следует. В таком случае соответствующие отношения достигаются путем сокращения числа оборотов.

Дальнейшее регулирование достижимо также посредством приделанного у всасывающего или выходного патрубка шиберов или поворотного клапана. Такое „дроссельное регулирование“ применяется в тех случаях, когда регулирование числа оборотов неосуществимо, что бывает часто, например, при приведении в движение вентилятора от трансмиссии. При дроссельном регулировании сужается поперечное сечение трубопровода, т.е. изменяется так называемая „эквивалентность“, отчего уменьшается подаваемое количество. Но дроссельное регулирование связано также с увеличением сопротивлений, которые будут тем больше, чем больше прикрывается поперечное сечение трубопровода. Подаваемое количество и высота давления будут при дроссельном регулировании, как и при регулировании числом оборотов, одновременно понижаться; отсюда следует сделать вывод, что регулирование всегда уменьшает экономичность вентиляторной установки.

Если требуется получение нескольких величин производительности, то при определении размера вентилятора следует наивысшую экономичность (наивысший коэффициент полезного действия) принимать в расчет для той ступени производительности, которая имеет наиболее длительный период работы. Прочие ступени производительности устанавливаются посредством регулирования. Требуется, например, три ступени производительности:

- а) максимальная производительность как наибольшая,
- б) нормальная „ „ „ средняя и
- в) минимальная „ „ „ наименьшая.

а) *Максимальная производительность* имеет наиболее продолжительный период работы, а потому величина вентилятора выбирается так, чтобы при этой производительности достигался наибольший коэффициент полезного действия. Это же требование относится и к приводной машине, которая при соответствующем числе оборотов должна иметь наилучший коэффициент полезного действия. Регулирование *вверх* не принимается в расчет, но регулирование *вниз* должно быть предусмотрено, чтобы иметь возможность установить также нормальную и минимальную производительность.

б) *Нормальная производительность*. Если она имеет наиболее длительный период работы, то с ней связан и наилучший коэффициент полезного действия всей установки. Здесь должно быть предусмотрено регулирование как *вверх*, так и *вниз*, чтобы возможно было устанавливать максимальную и минимальную производительность.

в) Если *минимальная производительность* имеет наиболее продолжительный период работы, то с ней принимается в расчет и наилучший коэффициент полезного действия для всей установки. Возможность регулирования здесь предусматривается только *вверх*.

Строго рассуждая—для каждой производительности нужен особый вентилятор, почему следует для контроля все ступени производительности проверить расчетом.

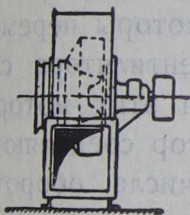
В особенности нужно критически исследовать лопастные углы, а также соотношения входной и выходной скорости газа, чтобы получить для всех случаев, по возможности, наивыгоднейшие данные.

2. Привод от трансмиссии ременной передачей.

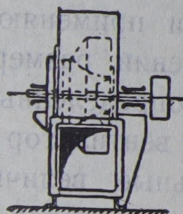
а) *Общее понятие*. При трансмиссионном приводе регулирование числа оборотов достигается с большими затруднениями, а именно, путем включения промежуточной передачи с соответствующе рассчитанными ступенчатыми шкивами. Но в этом случае мы оказываемся связанными твердыми общими условиями, и точное промежуточное регулирование может быть достигнуто только дроссельными приспособлениями. Вентиляторная установка при трансмиссионном приводе вообще не экономична, а при промежуточной передаче, требующей повышенной силовой энергии, экономичность

уменьшается еще более. Прямое соединение вентилятора с приводной машиной во всяком случае следует предпочесть и к трансмиссионному приводу прибегать лишь тогда, когда существующие условия производства другой формы привода не допускают.

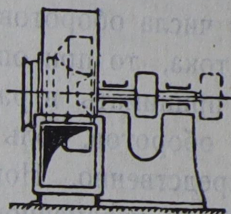
б) *Формы выполнения вентилятора для трансмиссионного привода.* Некоторые формы для ременной передачи приведены на фиг. от 79 до 81. Фиг. 79 представляет вентилятор с прикрепленным с одной стороны подшипником. Лопастное колесо и шкив для ремня установлены на обоих концах вала. Эта конструкция позволяет присоединение всасывающего и нагнетающего трубопровода, но выполнима только для малых односторонне всасывающих вентиляторов.



Фиг. 79.



Фиг. 80.



Фиг. 81.

Фиг. 80 показывает установку вентилятора для всасывания как с одной, так и с двух сторон, с подшипниками по обеим сторонам кожуха. Диаметр всасывающего кольца следует принимать в данном случае несколько больше, чтобы увеличить поперечное сечение, уменьшенное подшипником. Эта конструкция пригодна только для нагнетающих вентиляторов, так как вследствие требующегося доступа к подшипникам, присоединение всасывающего трубопровода не возможно. Кроме того, находящийся во всасывающем кольце подшипник не допускает равномерного течения газа и тем самым повышает потери давлений от появляющихся сильных вихревых движений.

Фиг. 81 изображает самую целесообразную форму для односторонне всасывающего вентилятора с ременным приводом. Оба подшипника расположены на особой железной или чугунной стойке; всасывающее и выходное отверстия свободны для присоединения трубопроводов. Ременный шкив находится между двумя подшипниками, но может быть

также переставлен на конец вала, если нужно, чтобы ремень был направлен отвесно или наклонно вниз.

Если требуется, чтобы вентилятор выключался, то следует, разумеется, установить еще холостой шкив.

3. Электромоторы.

а) Общее понятие. Приведение в действие вентилятора электромотором есть способ наиболее употребительный, самый удобный и целесообразный потому, что электромоторы имеют относительно высокий коэффициент полезного действия, и тем самым достигается наибольшая экономичность вентиляторной установки. Кроме того, электромоторы представляют еще возможность довольно широкого регулирования числа оборотов. Если применяются моторы переменного тока, то при определении размеров вентилятора следует принимать в расчет определенные для этих моторов числа оборотов, коль скоро вентилятор и мотор соединяются непосредственно. Номинальные величины числа оборотов у моторов переменного тока имеются следующие: $n = 500, 750, 1000, 1500$ и 3000 , но действительные числа оборотов отклоняются от номинальных иногда очень значительно и узнаются по прейскурантам поставщиков.

Для всех электромоторов следует выбирать, по возможности, наивысшее число оборотов, так как в этом случае моторы оказываются легче, а потому и дешевле.

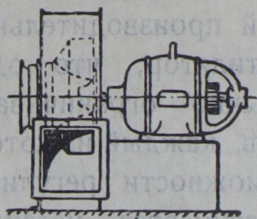
Если электромоторы перегружаются выше их производительности, то возникает опасение порчи (перегорания) обмотки. При вентиляторных установках перегрузка легко возможна, в особенности при изменяющихся производственных условиях, когда уменьшаются сопротивления. Это наблюдается, например, часто при установках нижнего дутья в поддувало, когда, вследствие все увеличивающегося прогорания в топке угля, сопротивления постепенно уменьшаются. Тогда повышается подача воздуха, а с ней производительность вентилятора и потребная сила. Очень часто бывает также, что при заказе вентиляторов считают чересчур большой „запас“ для включенных сопротивлений, каковые в действительности никогда не наблюдаются. Следствием этого бывает в лучшем случае чрезмерный расход силы,

а иногда и полное прекращение работы установки, вследствие перегрузки мотора. Поэтому, определение сопротивлений при установлении величины вентилятора должно производиться с осторожностью.

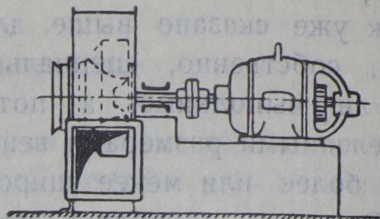
Как уже сказано выше, для каждой производительности нужен, собственно, специальный вентилятор, что однако едва ли выполнимо, а потому обычно ограничиваются определенными размерами вентиляторов, каждый из которых имеет более или менее широкие возможности регулирования. Величина приводной машины, разумеется, устанавливается в соответствии с требующейся производительностью, чтобы избежать чрезмерного расхода силы. Но так как этот вентилятор в большинстве случаев пригоден и для более высокого эквивалента, превышающего силовую производительность избранной приводной машины, то здесь также возникает часто возможность перегрузки приводной машины. Таким образом, вентилятор никогда нельзя пускать в ход с наивысшим эквивалентом, т.-е. с вполне свободным выходом. Если имеется налицо клапан или шибер, то таковой должен быть совершенно закрыт до тех пор, пока мотор не достигнет своего полного числа оборотов, и только тогда его можно медленно приоткрывать до полной нагрузки мотора. В таком положении запорное приспособление оставляется для постоянной дальнейшей работы, чтобы раз навсегда избежать неожиданных перегрузок. Если вообще не имеется никаких запорных приспособлений, то нужно закрыть выход простым хорошо пригнанным куском железа и затем постепенно приоткрывать до достижения эквивалентного мотору поперечного сечения. В таком положении железо прикрепляется к выходной раме. В случае, если при этом эквиваленте не достигается необходимая производительность, то отсюда следует, что мотор слишком слаб и его нужно заменить более сильным.

б) Формы выполнения вентилятора при передаче движения электромоторами. Электромотор соединяется с вентилятором или посредством особой передачи (ременной передачи), для чего выбирается форма соединения по фиг. 79 до 81, или непосредственно путем соединения вентиляторного вала с моторным валом по фиг. от 82 до 86.

Фиг. 82 изображает простейший род передачи силы путем насаживания лопастного колеса на конец моторного вала. Это устройство выполнимо только для односторонне



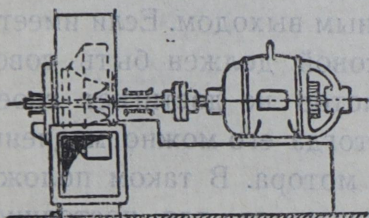
Фиг. 82.



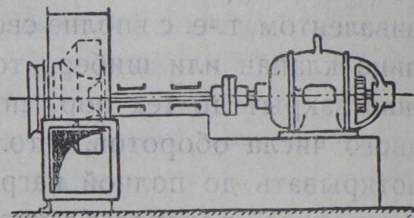
Фиг. 83.

всасывающих вентиляторов, но допускает присоединение всасывающего и нагнетающего трубопроводов.

Фиг. 83. Соединение мотора и вентилятора путем жесткого сцепления для чего требуется особый подшипник для

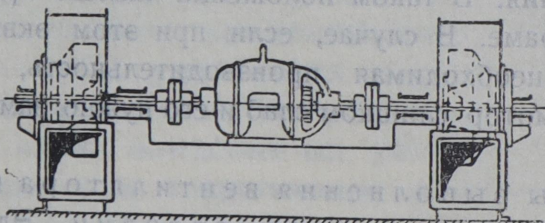


Фиг. 84.



Фиг. 85.

вала колеса. Это устройство также применяется только для односторонне всасывающих вентиляторов, и также допускает присоединение всасывающего и нагнетающего трубопроводов.



Фиг. 86.

Фиг. 84. Лопастное колесо с подшипниками на обеих сторонах. Вал вентилятора и вал мотора соединяются посредством эластичной муфты. Форма эта применима для одно-

и двусторонне всасывающих вентиляторов. Присоединение всасывающего трубопровода в данном случае не рационально. (Сравни пояснение к фиг. 80).

Фиг. 85. Оба подшипника находятся с одной стороны, соединение с мотором посредством эластичной муфты. Форма пригодна только для односторонне всасывающих вентиляторов. Присоединение всасывающего и нагнетающего трубопроводов возможно.

Фиг. 86 представляет установку так называемых „парных вентиляторов“, т.-е. соединение двух вентиляторов с одним мотором, вал которого снабжен для этой цели двумя цапфами. Устройство это в последнее время применяется часто при установках дутья для топок. При односторонне всасывающих вентиляторах достаточно, согласно обстоятельствам, по одному подшипнику на каждую сторону кожуха, противоположащую всасывающему кольцу. Соединение с мотором производится тогда посредством жесткого соединения. Для двухсторонне всасывающих вентиляторов во всех случаях необходимо по два подшипника и эластичное соединение.

4. Прочие двигатели.

Чтобы исчерпать вполне вопрос, нужно еще упомянуть о других машинах, которые иногда применяются для приведения в действие вентиляторов. Наиболее употребительные из них—малые паровые машины и паровые турбины, пневматические моторы и, наконец, ручные приводы посредством кривошипа и зубчатой передачи. Машины эти имеют довольно незначительный коэффициент полезного действия, а потому применяются только тогда, когда предприятие, в котором вентилятор должен быть установлен, уже приспособлено для того или другого рода двигателя и электромотор явился бы в данных условиях не экономичным. Ручной привод может иметь место только для малых передвижных вентиляторов, которые предназначены для кратковременной работы в разных местах.

Х. РАСЧЕТ И ВЫПОЛНЕНИЕ ВОЗДУХО-ГАЗО-ПРОВОДОВ

1. Сопротивления.

Кроме работы подачи, т.-е. производства динамическим давлением h_d требующейся скорости газа, вентилятор должен еще преодолеть появляющиеся в трубопроводной сети сопро-

тивления. Сопротивления разлагаются (согласно главы III, параграф 1) на:

1. Сопротивления трения h'_s в мм вод. ст. для прямых трубопроводов.

2. Местные сопротивления h''_s в мм вод. ст., откуда определяется требуемое статическое давление.

$$h_s \cong h'_s + h''_s \quad \dots \dots \dots (104)$$

а) Сопротивления трения находятся в зависимости главным образом от качества и свойства труб, и вполне понятно, что гладкие металлические трубы оказывают гораздо меньшее сопротивление течению газа, чем трубы засоренные или кирпичные каналы. Далее, сопротивление трения зависит от диаметра трубы, также как и от скорости газа в трубопроводе, а именно сопротивление

трения будет тем больше, чем больше отношение $\frac{U}{F}$, т.-е. отношение между длиной окружности трубы $U = d \cdot \pi$ и площадью поперечного сечения $F = \frac{d^2 \cdot \pi}{4}$. Таким образом,

чем большую площадь трения имеет определенное количество подачи, тем больше будет высота сопротивления. Для сравнения возьмем два поперечных сечения круглых труб в 100 и 300 мм \varnothing с одинаковым протекающим количеством $V = 0,16$ м³/сек. Поперечные сечения F_1 и F_2 в м² и длина окружностей U_1 и U_2 в метрах получаются:

1. $d_1 = 100$ мм \varnothing ; $F_1 = 0,00785$ м²; $U_1 = 0,314$ м,

2. $d_2 = 300$ мм \varnothing ; $F_2 = 0,0707$ м²; $U_2 = 0,942$ м.

Поэтому, первая труба имеет площадь трения (поверхность цилиндра):

$$F'_1 = \frac{V}{F_1} \cdot U_1 = \frac{0,16}{0,00785} \cdot 0,314 = \sim 6,4 \text{ м}^2$$

при отношении:

$$\frac{U_1}{F_1} = \frac{0,314}{0,00785} = 40$$

и

$$F'_2 = \frac{V}{F_2} \cdot U_2 = \frac{0,16}{0,0707} \cdot 0,942 = \sim 2,13 \text{ м}^2.$$

при отношении:

$$\frac{U_2}{F_2} = \frac{0,942}{0,0707} = 13,3.$$

Таким образом, чем уже трубы, тем больше площадь трения, а с ней и сопротивление трения. Кроме того, последнее растёт ещё с квадратом скорости, так что при расчете трубопроводов следует по возможности стремиться к широким трубам при малой скорости. Наивыгоднейшей геометрической формой для трубопроводов является форма круга, так как она по сравнению со всеми другими поперечными сечениями, при одинаковой площади, имеет наименьший периметр, а следовательно и наименьшую площадь трения. Таким образом, отношение $\frac{U}{F}$ при поперечном сечении круга — наименьшее и наивыгоднейшее, почему следует стремиться по возможности к круглым поперечным сечениям.

Относительно величины сопротивлений трения для труб различных величин, форм и свойств произведены многими исследователями в течение долгого времени точные исследования, из коковых особенно должны быть отмечены работы Ритчеля и Баббе ¹⁾, которые проведены специально в области вентиляционной техники.

По Ритчелю потеря давления для прямых трубопроводов определяется:

$$h'_s = \rho \cdot l \frac{u}{F} \cdot \frac{w^2}{2g} \cdot \gamma \dots \dots \dots (105)$$

Здесь обозначает:

- ρ = определенный опытами коэффициент трения в трубах,
- l = длина прямого трубопровода в м,
- u = периметр трубопровода в м,
- F = поперечное сечение трубопровода в м²,
- w = скорость газа или воздуха в м/сек.,
- γ = удельный вес газа или воздуха в кг/м³.
- $g = 9,81$ = ускорение силы тяжести.

¹⁾ Особенно приемлемый способ расчета сопротивлений можно найти в трудах Баббе и Братке: «Упрощенный графический или расчетный способ для определения трубопроводов для вентиляции и воздушного отопления».

Для круглого поперечного сечения имеем:

$$\frac{u}{F} = \frac{d \cdot \pi}{d^2 \cdot \pi} = \frac{d \cdot \pi \cdot 4}{d^2 \cdot \pi} = \frac{4}{d}.$$

Эта величина, подставленная в уравнение (105), определяет потерю давления для круглых, прямых трубопроводов:

$$h'_s = 4\rho \cdot \frac{l \cdot \omega^2}{d \cdot 2g} \cdot \gamma$$

или

$$h'_s = 2\rho \cdot \frac{l \cdot \omega^2}{d \cdot g} \cdot \gamma \dots \dots \dots (106)$$

Для прямоугольных поперечных сечений с длинами сторон a и b :

$$\frac{u}{F} = \frac{2(a+b)}{a \cdot b}$$

Если эту величину сравнить с круглым поперечным сечением, то получится (так как $\frac{u}{F} = \frac{4}{d}$):

$$\frac{2(a+b)}{a \cdot b} = \frac{4}{d}$$

или

$$d = \frac{4 \cdot a \cdot b}{2(a+b)} = \frac{2 \cdot a \cdot b}{a+b}.$$

Таким образом, это круглое поперечное сечение трубы принимается как эквивалентное прямоугольному; если обозначить этот „эквивалентный диаметр“, как уже определено в главе V, параграф 2, через $d_{gl} = \frac{2 \cdot a \cdot b}{a+b}$ и ввести эту величину в уравнение (106-а), то определится потеря давления для прямоугольных, прямых трубопроводов:

$$h'_s = 2\rho \cdot \frac{l \cdot \omega^2}{d_{gl} \cdot g} \cdot \gamma \dots \dots \dots (107)$$

или

$$h'_s = \rho \cdot \frac{l \cdot \omega^2}{g} \cdot \frac{a+b}{a \cdot b} \cdot \gamma \dots \dots \dots (107-а)$$

Коэффициент трения в трубах находится в зависимости от свойства трубопровода и определяется по Ритчелю для „железных трубопроводов“:

$$\rho = 0,00309 + \frac{0,00209}{w} + \frac{0,000337}{u} + \frac{0,000878}{w \cdot u} \quad (108)$$

В нижеследующей 8-й таблице приведены коэффициенты трения ρ для труб от 50 до 2000 мм \varnothing при скорости от 1 до 30 м/сек. При прямоугольных трубопроводах следует определить эквивалентный диаметр $d_{gl} = \frac{2ab}{a+b}$, по которому находятся в таблице 8-й коэффициенты ρ .

б) Местные сопротивления. Под местными сопротивлениями h''_s понимаются единичные сопротивления, как напр. шибера, клапаны, проволочные сетки и т. д. Также считаются отдельными сопротивлениями колена, ответвления, сужения и расширения трубопроводов. Коэффициенты сопротивления для местных сопротивлений также уже большей частью установлены опытами. Если обозначить ζ коэффициент сопротивления, то получается потеря давления h''_s в мм вод. ст. для каждого местного сопротивления:

$$h''_s = \zeta \cdot \frac{w^2}{2g} \cdot \gamma \quad \dots \dots \dots (109)$$

Ниже приводятся величины коэффициентов трения ζ для наиболее часто встречающихся форм отдельных сопротивлений.

с) Коэффициент трения ζ некоторых местных сопротивлений по Ритчелю и Браббе.

Колено в 90° для железных и кирпичных каналов (фиг. 87), круглых или прямоугольных $\zeta = 1,5-2,0$

Колено 135° для железных и кирпичных каналов (фиг. 88), круглых или прямоугольных $\zeta = 0,5$

Двойное колено для железных или кирпичных каналов, круглых или прямоугольных (фиг. 89)

$$\zeta = 3,0$$

Дуга в 90° для железных каналов, круглых или прямоугольных (фиг. 90):

при $r < d$ $\zeta = 0,3$

" $r = d$ $\zeta = 0,25$

" $r = d$ до $2d$. . . $\zeta = 0,20$

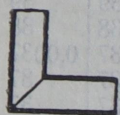
" $r = 2d$ до $4d$. . $\zeta = 0,15$

" $r = 5d$ до $6d$. . $\zeta = 0,07$

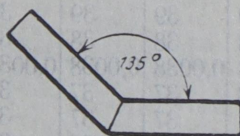
" $r > 6d$ $\zeta = 0,00$

для кирпичных каналов, круглых или прямоугольных

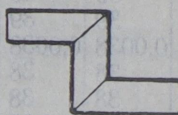
$$\zeta = 1,00$$



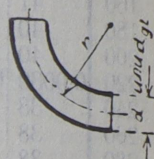
Фиг. 87.



Фиг. 88.



Фиг. 89.



Фиг. 90.

Дуга радиуса $r \equiv 2d$ для железных каналов (фиг. 91), круглых или прямоугольных:

$\alpha = 20^\circ$ $\zeta = 0,03$

$\alpha = 25^\circ$ $\zeta = 0,05$

$\alpha = 30^\circ$ $\zeta = 0,08$

$\alpha = 35^\circ$ $\zeta = 0,11$

$\alpha = 40^\circ$ $\zeta = 0,14$

$\alpha = 45^\circ$ $\zeta = 0,18$

$\alpha = 50^\circ$ $\zeta = 0,22$

$\alpha = 60^\circ$ $\zeta = 0,37$

$\alpha = 70^\circ$ $\zeta = 0,55$

$\alpha = 80^\circ$ $\zeta = 0,75$

$\alpha = 90^\circ$ $\zeta = 1,00$

$\alpha = 100^\circ$ $\zeta = 1,27$

$\alpha = 120^\circ$ $\zeta = 1,87$

$\alpha = 140^\circ$ $\zeta = 2,43$

$\alpha = 160^\circ$ $\zeta = 2,85$

Дуга при $\alpha = 45^\circ$ для кирпичных каналов. $\zeta = 0,6$

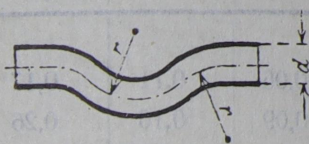
Выгиб для железных каналов круглых, или прямоугольных (фиг. 92):

$$r < 10 d \quad \dots \dots \dots \zeta = 0,5$$

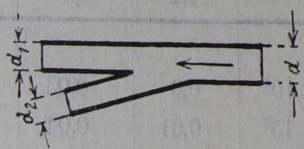
$$r > 10 d \quad \dots \dots \dots \zeta = 0,0$$



Фиг. 91.



Фиг. 92.



Фиг. 93.

Ответвления (фиг. 93):

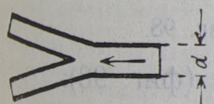
$$d = d_1 \text{ до } 1,5 d_1 \quad \dots \dots \dots \zeta = 2,5$$

$$= 1,5 d_1 \text{ до } 2 d_1 \quad \dots \dots \dots \zeta = 2,2$$

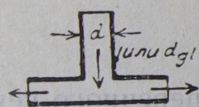
$$= 2 d_1 \text{ до } 3 d_1 \quad \dots \dots \dots \zeta = 1,9$$

$$= 3 d_1 \text{ до } 4 d_1 \quad \dots \dots \dots \zeta = 1,7$$

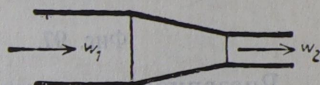
$$> 4 d_1 \quad \dots \dots \dots \zeta = 1,5$$



Фиг. 94.



Фиг. 95.



Фиг. 96.

Для ответвления d_2 принимается обыкновенно $\zeta = 1,5$ и уже включено в вышеперечисленные коэффициенты.

$$\text{Ответвление (по фиг. 94)} \quad \dots \dots \dots \zeta = 1,0$$

$$\text{Ответвление под прямым углом (фиг. 95)} \quad \dots \dots \dots \zeta = 3,0$$

$$\text{Постепенное центральное сужение (фиг. 96)} \quad \dots \dots \dots \zeta = 0,08$$

$$\text{Для очень удлиненных переходов} \quad \dots \dots \dots \zeta = 0,00$$

Для исчисления потери давления принимается высшая скорость w_2 ;

тогда

$$h''_s = 0,08 \cdot \frac{w_2^2}{2g} \cdot \gamma.$$

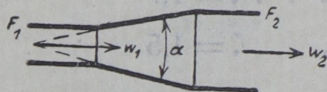
Постепенное центральное расширение (фиг. 97).

Коэффициенты сопротивления.

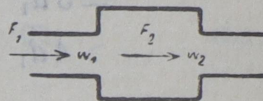
α	Отношение поперечных сечений $\frac{F_2}{F_1}$:						
	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,5	3
10°	0,0	0,03	0,06	0,11	0,17	0,40	0,7
15°	0,01	0,04	0,09	0,16	0,26	0,58	1,04
20°	0,01	0,05	0,12	0,22	0,34	0,77	1,36
25°	0,02	0,06	0,15	0,27	0,42	0,95	1,68
30°	0,02	0,08	0,18	0,32	0,50	1,12	2,00
40°	0,02	0,1	0,23	0,41	0,64	1,44	2,55

Для исчисления потери давления берется низшая скорость w_1 , тогда

$$h_s'' = \zeta \frac{w_1^2}{2g} \cdot \gamma.$$



Фиг. 97.



Фиг. 98.

Внезапное изменение поперечного сечения (фиг. 98):

$$\text{при } w_2 > \text{нуля} \left\{ \begin{array}{l} \text{в отношении } w_2 : \zeta = \left(\frac{F_2}{F_1} - 1 \right)^2 \\ \text{" " " } w_1 : \zeta = \left(1 - \frac{F_1}{F_2} \right)^2 \end{array} \right.$$

Решетки:

1) Свободное поперечное сечение равно поперечному сечению канала:

$$\frac{\text{свободная площадь решетки}}{\text{общее поперечное сечение}} = 0,5 \dots \zeta = 1,5$$

$$\text{" " " } = 0,2 \dots \zeta = 2,0$$

2) Свободное поперечное сечение равно 1,5 поперечного сечения канала:

$$\frac{\text{свободная площадь решетки}}{\text{общее поперечное сечение}} = 0,5 \dots \zeta = 0,6$$

$$\text{" " " } = 0,2 \dots \zeta = 0,3$$

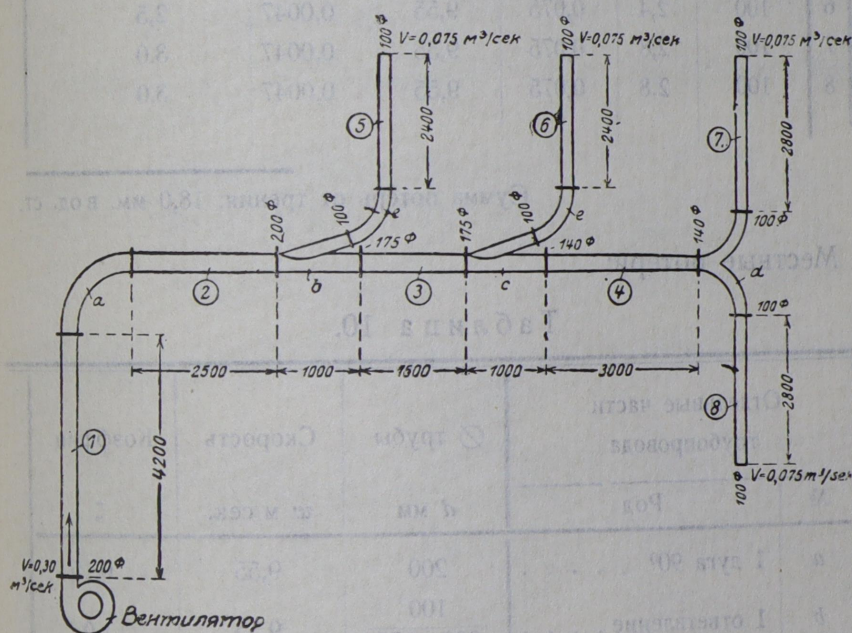
Решетка из проволоки с широкими клетками $\zeta = 0,0$

Решетки из проволочного полотна (сит),
если отношение свободной площади
решетки к общей площади решетки
выражается $\cong 0,6$, то

- 1) при свободном поперечном сечении, равном поперечному сечению канала . . . $\zeta = 0,6$
- 2) при свободном поперечном сечении, равном 1,5 поперечного сечения канала $\zeta = 0,3$

2. Пример для расчета воздухопровода.

Для указанного трубопровода (фиг. 99) должны быть определены потери давления.



Фиг. 99.

При расчете целесообразно определить сначала потери на трение в трубопроводе по прямым трубам (№№ 1—8), а затем местные потери для дуг и ответвлений. Вентилятор работает при температуре помещения, так что удельный вес воздуха может быть принят $\gamma = 1,2$.

Соппротивления трения на прямых участках труб трубопровода:

Таблица 9.

Труба №	Ø трубы	Длина трубы	Протека- ющее ко- личество воздуха.	Скорость воздуха.	Коэффиц. трения в трубе.	Потеря давления мм вод. ст.
	d мм	l м	V м³/сек.	w м/сек.	ρ	$h'_s = 2\rho \frac{l \cdot w^2}{d \cdot g} \cdot \gamma$
1	200	4,2	0,3	9,55	0,0041	2
2	200	2,5	0,3	9,55	0,0041	1,5
3	175	1,5	0,225	9,4	0,0041	1,0
4	140	3,0	0,15	9,7	0,0044	2,5
5	100	2,4	0,075	9,55	0,0047	2,5
6	100	2,4	0,075	9,55	0,0047	2,5
7	100	2,8	0,075	9,55	0,0047	3,0
8	100	2,8	0,075	9,55	0,0047	3,0

Сумма потерь от трения: 18,0 мм. вод. ст.

Местные потери:

Таблица 10.

Отдельные части трубопровода		Ø трубы	Скорость	Коэффиц.
№	Род	d мм	w м/сек.	ζ
a	1 дуга 90°	200	9,55	0,15
b	1 ответвление	100 200 . 175	9,55	1,0
c	1 "	100 175 . 140	9,55	1,0
d	1 "	100 . 100 140	9,55	1,0
e	2 дуги 75°	100	9,55	1,3

Сумма коэффициентов: 4,45

Отсюда получается потеря давления по уравнению (109):

$$h_s'' \cong \zeta \frac{w^2}{2g} \cdot \gamma \cong 4,45 \frac{9,55^2}{19,62} \cdot 1,2 = 24,8 \approx 25 \text{ мм вод. столба.}$$

Местные потери, как это видно также из вышеприведенного примера, составляют в большинстве случаев наибольшую часть всех сопротивлений, а потому рекомендуется по возможности избегать излишних поворотов и отклонений. Относительно целесообразности форм отдельных частей трубопровода смотри параграф 3-й настоящей главы. Сумма потерь от трения и местных сопротивлений дает по уравнению (104) потребное статическое давление, которое вентилятор должен доставить для преодоления всех появляющихся в трубопроводе сопротивлений, итак:

$$h_s \cong h_s' + h_s'' \cong 18 + 25 = 43 \text{ мм вод. столба.}$$

Динамическое давление выражается по уравнению (25):

$$h_d = \frac{w^2}{2g} \cdot \gamma = \frac{9,55^2}{19,62} \cdot 1,2 = \approx 5,5 \text{ мм вод. ст.}$$

Таким образом, вентилятор имеет следующую производительность:

Подаваемое количество $V = 0,3 \text{ м}^3/\text{сек.}$

Статическое давление $h_s = 43 \text{ мм вод. ст.}$

Динамическое давление $h_d = 5,5 \text{ мм вод. ст.}$

Общее давление $h_g = 48,5 \text{ мм вод. ст.}$

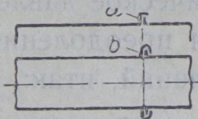
3. Общие понятия о выполнении воздухо- и газопроводов.

При металлических трубопроводах для вентиляторных установок, вследствие незначительного давления, таковые изготавливаются обычно из тонкого оцинкованного железа в 0,75 до 1,5 мм толщиной. Продольные швы фальцуются, как указано на фиг. 100; соединение отдельных частей трубопровода производится большей частью посредством загибающихся бортов. Нужно различать постоянные и разборные соединения; первые снабжаются бортами, которые загибаются на месте установки трубопровода (фиг. 101-а и 101-б). Разборные соединения (фиг. 102) имеют на обоих концах частей трубопровода простые борты, которые держатся хомутами соответственно пригнутой формы.

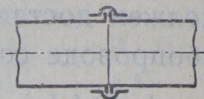
Повороты и ответвления трубопровода, которые, как известно, причисляются к местным сопротивлениям, связаны всегда с относительно большим расходом силы. При проектировании трубопровода следует поэтому прежде всего избегать излишних отклонений. Форма последних также имеет значение, а потому при переходах от одного направления течения к другому следует избегать острых углов. Также и радиусы закруглений должны быть по возможности большими. Ответвления надо делать с наименьшим возмож-



Фиг. 100.



Фиг. 101.



Фиг. 102.

ным углом между главной трубой и ответвлением. Как уже ранее упоминалось, большие поперечные сечения канала выгоднее, чем малые, на что следует также обратить внимание при проектировании.

Кирпичные каналы, по причине крайне больших потерь давления, могут быть применяемы только в том случае, когда отсутствует всякая другая возможность для газопровода.

Во всех случаях, всякий газопровод должен быть плотным во избежание излишних потерь от зазоров, которые иногда могут быть очень значительны, в особенности при сильно ответвленных трубопроводах.

XI. ПРИМЕРЫ РАССЧЕТА ВЕНТИЛЯТОРА.

1. Пример расчета нового вентилятора.

Рассчитаем основные размеры вентилятора, который должен подавать количество воздуха 240 м^3 в минуту при температуре помещения в 20° С . Сопротивления в трубопроводе установлены в $h_s = 65 \text{ мм вод. ст.}$

Итак даны:

$$\text{Объем подаваемого воздуха: } V = 240 \text{ м}^3/\text{мин. или } \frac{240}{60} = 4 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Статическое давление $h_s = 65$ мм вод. ст.

Температура воздуха $t = 20^\circ \text{C}$.

Удельный вес воздуха $\gamma = 1,2$ кг/м³.

а) Скорость всасывания. По фиг. 71 находим для этого: $w_s = 16,4$ м/сек.

Эту величину находят, идя по горизонтали от шкалы h_s (правая ординатная шкала) налево до кривой h_s и оттуда вверх по вертикали до кривой w_s , которая в точке пересечения показывает ординату в 16,4 м/сек. (левая ординатная шкала). По этой таблице можно также быстро определить соответствующее динамическое давление и общее давление, величины которых лежат по перпендикуляру одна под другой. Итак имеем:

$h_s = 65$ мм вод. столба, $h_g = 81,3$ мм вод. ст. (Шкала абсцисс),
 $h_d = 16,3$ мм вод. столба, $w_s = 16,4$ м/сек.

Для проверки определим одну из величин расчетом. По уравнению (25) имеем для $w_s = 16,4$:

$$h_d = \frac{16,4^2}{19,62} \cdot 1,2 = 16,4 \text{ мм вод. столба,}$$

т.е. довольно точно. Для последующего расчета должны быть приняты нижеприведенные округленные величины:

$h_s = 65$ мм вод. столба, $h_g = 81,5$ мм вод. столба,
 $h_d = 16,5$ " " " " $w_s = 16,4$ м/сек.

б) Всасывающее отверстие (для одностороннего вентилятора).

$$F = \frac{V}{w_s} = \frac{4}{16,4} = 0,244 \text{ м}^2 \sim 558 \text{ мм } \varnothing.$$

Берем внутренний диаметр всасывающего отверстия в $d_s = 600$ мм.

с) Наружный диаметр колеса (см. главу VII, параграф 7) для $h_g = 81,5$ мм вод. столба: $D_2 = 1,25$ до $1,5 D_1$.

Внутренний диаметр колеса теоретически равен внутреннему диаметру всасывания, а потому принимаем $D_1 = 600$ мм. Для наружного диаметра колеса в данном случае определяем предварительный размер:

$$D_2 = 1,5 \cdot D_1 = 1,5 \cdot 600 = 900 \text{ мм.}$$

д) Окружная скорость. Для данного относительно низкого давления $h_g = 81,5$ мм вод. ст., которое вентилятор должен преодолеть, могут быть применены радиально оканчивающиеся лопатки. Окружная наружная скорость колеса по уравнению (87-а) при манометрическом коэффициенте полезного действия $\mu = 0,65$ (каковой при тщательно выполненных колесах этого типа вполне достигим), будет здесь:

$$u_2 = \sqrt{\frac{h_g \cdot g}{\mu \cdot \gamma}} = \sqrt{\frac{81,5 \cdot 9,81}{0,65 \cdot 1,2}} = \approx 32 \text{ м/сек.}$$

е) Число оборотов находим тогда по уравнению (68-а):

$$n = \frac{u \cdot 60}{D \cdot \pi} = \frac{32 \cdot 60}{0,9 \cdot \pi} = 680 \text{ в минуту.}$$

ф) Потребная сила при механическом коэффициенте полезного действия $\eta = 0,6$, при условии хорошего выполнения выразится по уравнению (60-а):

$$N_{\text{эфф.к.}} = \frac{4 \cdot 81,5}{75 \cdot 0,6} = 7,2 \text{ л. с.}$$

Предположим, что имеется в распоряжении мотор постоянного тока, производительностью 8,1 л. с. при 780 оборотах, с которым вентилятор должен быть непосредственно соединен. В таком случае надлежит сделать перерасчет размеров колеса соответственно числу оборотов. Исчисленная окружная скорость $u_2 = 32$ м/сек. изменена быть не может, а потому следует изменить диаметр колеса. Последний по уравнению (68):

$$D_2 = \frac{u_2 \cdot 60}{n \cdot \pi} = \frac{32 \cdot 60}{780 \cdot \pi} = 784 = \approx 790 \text{ } \varnothing,$$

Наружный диаметр будет в $\frac{790}{600}$, или, округляя, в 1,3 раза более внутреннего диаметра колеса, что приемлемо.

г) Внутренний угол лопатки. Внутренний угол лопатки определяется по уравнению (89) из внутренней окружной скорости u_1 , и абсолютной входной скорости c_1 . Последняя может быть принята равной всасывающей скорости w_s (см. главу VII, параграф 6). Принимая во внима-

ние увеличенный с 558 до 600 внутренний диаметр всасывающего отверстия получим:

$$w_s = c_1 = \frac{V}{F} = \frac{4}{0,2827} = 14,1 \text{ м/сек.}$$

Внутреннюю окружную скорость находим по уравнению (68):

$$u_1 = \frac{D_1 \cdot n \cdot \pi}{60} = \frac{600 \cdot 780 \cdot \pi}{60} = 24,5 \text{ м/сек.}$$

Отсюда получается внутренний угол лопатки по уравнению (89);

$$\operatorname{tg} \gamma_1 = \frac{c_1}{u_1} = \frac{14,1}{24,5} = 0,575, \text{ что соответствует углу } 29^\circ 50'$$

или округленно угол $\gamma_1 = 30^\circ$. Дополнительный угол будет тогда:

$$\beta_1 = 180 - \gamma_1 = 180 - 30 = 150^\circ.$$

Этот угол превышает на 10° (указанную в главе VII, параграф 6b) допустимую величину для $\beta_1 = 140^\circ$. При необходимости этот найденный входной угол может быть, как предел, еще оставлен, но все же следует попытаться достигнуть более выгодного расположения лопаток колеса. Ни наружная окружная скорость u_2 , ни число оборотов изменены быть не могут, так как они неразрывно связаны с достигаемой высотой давления. Другой возможностью достижения более благоприятного входного угла является абсолютная входная скорость c_1 которая должна быть увеличена, чтобы получить больший угол γ_1 . Так как c_1 принята равной всасывающей скорости w_s , то всасывающее отверстие или внутренний диаметр колеса должны быть сделаны соответственно меньше, чтобы этим достичь желаемого увеличения w_s или c_1 . Теперь следует принять $D_1 = 550$ и тогда имеем:

$$w_s = c_1 = \frac{4}{0,2376} = 16,85 \text{ м/сек.}$$

и

$$u_1 = \frac{550 \cdot 780 \cdot \pi}{60} = 22,7 \text{ м/сек.,}$$

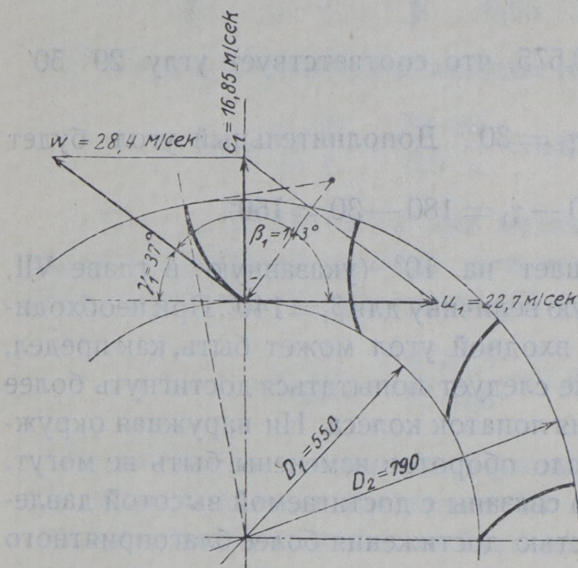
откуда получается:

$$\operatorname{tg} \gamma_1 = \frac{16,85}{22,7} = 0,742 \text{ или } 36^\circ 40'$$

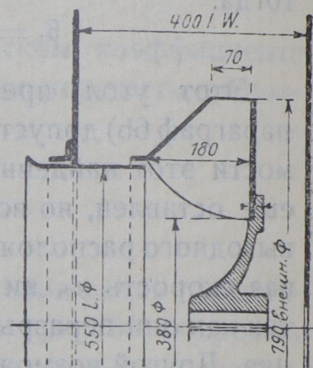
или округленно:

$$\gamma_1 = 37^\circ \text{ и } \beta_1 = 180 - 37 = 143^\circ.$$

Этот угол может быть приемлем, если условие радиально направленной c_1 выполнено (См. главу VII, параграф 2). Но по уравнению (89) получается $\operatorname{tg} \gamma_1 = \frac{c_1}{u_1}$, что проверим графически, при чем должна быть одновременно проверена и относительная входная скорость w_1 , Определение графическим способом производится следующим образом (см. фиг. 103).



Фиг. 103.



Фиг. 104.

Проводится линия u_1 , касательная к внутреннему кругу колеса диаметром в 550 мм. Для длины этой линии в 22,7 (соответственно скорости u_1) может быть применен любой, но возможно больший масштаб. Перпендикулярно этой линии проводится и линия c_1 в таком же масштабе. Соединение конечных точек обеих линий показывает тогда длину и направление относительной входной скорости w_1 . Последняя еще раз наносится на фиг. 103 от исходной точки первоначально проведенных линий u_1 и c_1 параллельно линии, соединяющей упомянутые конечные точки. Образующийся от этого угол γ_1 должен по произведенному расчету составлять 37° , что совпадает с чертежом. Таким образом определение угла произведено верно. Посредством измерения

вектора w_1 в одинаковом масштабе с другими векторами определяется относительная входная скорость $w_1 = 28,4$ м/сек., которую можно также проверить по преобразованному уравнению (89-а). Поэтому имеем:

$$w_1 = \frac{u_1}{\cos \gamma_1} = \frac{22,7}{0,7986} = 28,425 \text{ м/сек.},$$

что с графическим определением почти точно совпадает.

Внутренний край лопаток колеса лежит большей частью не горизонтально (параллельно) к наружному краю лопаток, а наоборот, лопатка заканчивается косо вниз по направлению к втулке колеса (см. фиг. 104). В данном случае нужно также определить угол лопатки для внутреннего круга лопастей (на фиг. 104 он составляет 380 мм в диаметре), но также при соблюдении условия радиально направленной абсолютной входной скорости c_1 . Последняя выражается, как уже установлено $c_1 = 16,85$ м/сек., в то время как u_1 изменяется, соответственно меньшему диаметру круга в 380 мм. Вместе с u_1 изменяется также и w_1 и угол лопатки. Таким путем, один за другим, пройдя по всему краю лопастей и приняв в расчет целесообразные промежутки, следует определить все углы лопастей. Только этим можно достигнуть того, что при выполненных таким образом лопатках будут в возможной степени устранены неизбежные потери от ударов и вихрей, при наилучшем манометрическом и механическом коэффициенте полезного действия.

Радиус выгиба лопаток r должен иметь перпендикулярное направление к w_1 и он может быть определен также графически и принят по возможности больший. В данном случае можно взять $r = \infty 175$ мм. Число лопаток согласно фиг. 103 установлено $Z = 12$.

h) Наружные углы лопаток. Выбором радиально оканчивающихся лопаток также определены и наружные углы лопаток β_2 и γ_2 по 90° . Далее известно, что $u_2 = 32$ м/сек. (сравни пункт d настоящего параграфа), так что остается еще определить только w_2 и c_2 .

Согласно главы VII, параграфа 5 b следует принять $w_2 = 1$ до $1,5 w_1$, в данном случае принимаем $w_2 = 1,25 w_1$ т.-е.:

$$w_2 = 1,25 \cdot 28,4 = 35,5 \text{ м/сек.},$$

и тогда имеем:

$$c_2^2 = u_2^2 + w_2^2 \\ c_2 = \sqrt{u_2^2 + w_2^2} = \sqrt{1024 + 1260,25} = \sim 47,8 \text{ м/сек.}$$

и) Внутренняя ширина колеса. При радиально направленном c_1 , как это в данном случае имеет место, эквивалентный диаметр лопастного канала определяется по уравнению (90 б):

$$d_{gl1} = \sqrt{\frac{V \cdot 4}{Z \cdot c_1 \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4}{12 \cdot 16,85 \cdot \pi}} = \sim 160 \text{ мм.}$$

Ширина лопастного канала по уравнению (90-а) выражается:

$$a_1 = \frac{D_1 \cdot \pi}{Z} = \frac{550 \cdot \pi}{12} = 144 \text{ мм}$$

и, наконец, внутренняя ширина колеса по уравнению (90) определяется:

$$b_1 = \frac{a_1 \cdot d_{gl1}}{2 a_1 - d_{gl1}} = \frac{144 \cdot 160}{2 \cdot 144 - 160} = \sim 180 \text{ мм}$$

к) Наружная ширина колеса. (Угол $\alpha_2 < 90^\circ$).

$$d_{gl2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4}{12 \cdot 47,8 \cdot \pi}} = \sim 95 \text{ мм (по урав. 96 б).}$$

$$a_{c_2} = \frac{790 \cdot \pi}{12} \cdot \frac{w_2}{c_2} = \frac{790 \cdot \pi \cdot 35,5}{12 \cdot 47,8} = \sim 155 \text{ мм (ур. 97-а)}$$

и отсюда находим наружную ширину колеса:

$$b_2 = \frac{155 \cdot 95}{2 \cdot 155 - 95} = 68,5 = \sim 70 \text{ мм}$$

л) Выходное отверстие кожуха. Оно может быть принято в поперечном сечении равным всасывающему отверстию, т.е. $F_a = 0,2376 \text{ м}^2$, соответственно эквивалентному диаметру в 550 мм. У железных кожухов выход бывает прямоугольный. Ширина кожуха определяется в зависимости от ширины колеса и принимается по фиг. 104 равной 400 мм. Затем определяется, из эквивалентного диаметра и из ширины кожуха, по уравнению (55-а) высота выхода:

$$a = \frac{b \cdot d_{gl}}{2b - d_{gl}} = \frac{400 \cdot 550}{2 \cdot 400 - 550} = 880 \text{ мм.}$$

Чтобы размеры кожуха не были слишком большими, можно посредством повышения выходной скорости, приблизительно до $w_a = 24$ м/сек., уменьшить выходное поперечное сечение. Площадь поперечного сечения будет тогда:

$$F_a = \frac{V}{w_a} = \frac{4}{24} = 0,1665 \text{ м}^2,$$

т.е. соответствовать эквивалентному диаметру около 460 мм. При ширине кожуха в 400 мм высота выхода выразится:

$$a = \frac{400 \cdot 460}{2 \cdot 400 - 460} = \approx 540,$$

т.е. размеры выхода 400×540 мм.

При этих условиях динамическое давление у выхода исчисляется:

$$h_d = \frac{w^2 \cdot \gamma}{2g} = \frac{24^2 \cdot 1,2}{19,62} = \approx 35 \text{ мм вод. столба}$$

и статическое давление у выхода:

$$h_s = h_g - h_d = 81,5 - 35 = 46,5 \text{ мм вод. столба.}$$

Но, требуется однако, $h_s = 65$ мм вод. столба. Разницу в $65 - 46,5 = 18,5$ мм вод. столба можно получить посредством приделанного диффузора, т.е. посредством понижения высокого динамического давления.

м) Д и ф ф у з о р. Для него должен быть принят предварительно коэффициент полезного действия; примем его в 80%. Динамическая высота давления у выхода составляет $h_{d1} = 35$ мм водяного столба, из них нужно 18,5 мм вод. ст. перевести в статическое давление и после этого теоретически остается еще у конца диффузора $h_{d2}^* = 35 - 18,5 = 16,5$ мм вод. ст. Отсюда нужно еще скинуть 20% на потерю от перемещения, так что в распоряжении остается у конца диффузора только:

$$h_{d2} = 16,5 \cdot 0,8 = \approx 13,2 \text{ мм вод. столба.}$$

Эта высота давления соответствует выходной скорости из диффузора

$$w_{d2} = \sqrt{\frac{h_{d2} \cdot 2g}{\gamma}} = \sqrt{\frac{13,2 \cdot 19,62}{1,2}} = 14,7 \text{ м/сек.,}$$

а соответствующее ей выходное поперечное сечение выра-
зится:

$$F_{d_2} = \frac{V}{w_{d_2}} = \frac{4}{14,7} = 0,272 \text{ м}^2.$$

Эквивалентный диаметр для этого будет $d_2 = 590$,
или ~ 600 мм.

Диффузор должен быть выполнен таким образом, чтобы
он служил также переходом от прямоугольного к круглому
поперечному сечению, так что оба поперечные сечения
имеют следующие измерения:

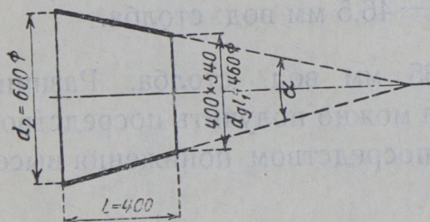
1. Входное поперечное сечение: $400 \cdot 540$ мм или

$$d_{gl_1} = 460 \text{ } \varnothing; F_{d_1} = 0,166 \text{ м}^2.$$

2. Выходное поперечное сечение:

$$d_2 = 600 \text{ } \varnothing; F_{d_2} = 0,283 \text{ м}^2.$$

Переход от одного поперечного сечения к другому должен
быть по возможности удлинён, т.е. выполнен под возможно
меньшим углом, чтобы избе-
жать излишних потерь от пере-
хода. Выбрана длина диффу-
зора $l = 400$ мм. Угол перехода
для этого по фиг. 105 будет:



Фиг. 105.

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{600 - 460}{2 \cdot 400} = 0,175,$$

Соответственно $\sphericalangle \alpha = 20^\circ$.

Коэффициент полезного действия по уравнению (54):

$$\eta_d = 1 - \frac{\left(\frac{0,283}{0,166} - 1 \right) \cdot 0,342}{\frac{0,283}{0,166} + 1} = 1 - 0,089 = \sim 0,90 \text{ или } 90\%.$$

Скорость воздуха в конце диффузора будет:

$$w_{d_2} = \frac{V}{F_{d_2}} = \frac{4}{0,283} = 14,1 \text{ м/сек},$$

и динамическое давление:

$$h_{d_2} = \frac{14,1^2 \cdot 1,2}{19,62} = \sim 12 \text{ мм вод. ст.}$$

Отсюда получается теоретический выигрыш в статическом давлении $35 - 12 = 23$ мм вод. столба. Из этого количества 90% будут преобразованы внутри диффузора, 10%, т.-е. ≈ 3 мм вод. ст. составят потери; так что действительный выигрыш в статическом давлении будет только $0,9 \cdot 23 = \approx 20$ мм вод. столба. Тогда имеем в конце диффузора:

Статическое давление: $h_s = 46,5 + 20 = 66,5$ мм вод. столба.

Динамическое " $h_d =$ " = 12 " " "

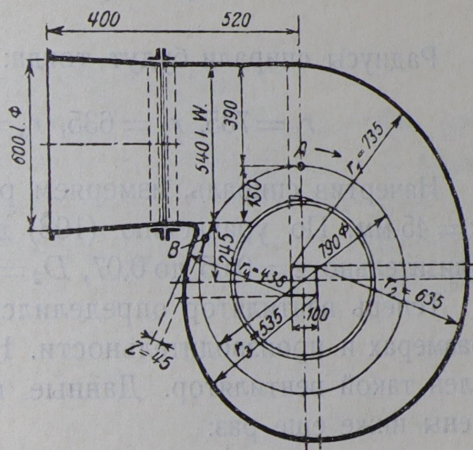
Общее давление $h_g = 78,5$ мм вод. столба.

Таким образом, от общего давления утеряны 81,5—78,5 = 3 мм вод. ст., что соответствует исчисленным потерям в диффузоре. Но при этом все же соблюдено требование, предусматривающее наличие статического давления минимум в 65 мм вод. ст., необходимого для преодоления сопротивлений в присоединенном трубопроводе. Это давление в данном случае даже несколько больше.

п) Спираль и размеры кожуха. Рассчитываемый вентилятор — низкого давления при

$$h_6 = 81,5 \text{ мм вод. ст.},$$

для него язык кожуха может быть расположен ниже уровня верхнего края колеса (см. главу VIII, параграф 1). Положение языка выбираем таким, чтобы над языком кожуха выступала пятая часть наружного диаметра колеса, что составляет $\frac{790}{5} = 158$ или ≈ 150 мм. Высота выхода составляет 540 мм, так что, по фиг. 77, расстояние A от верхнего края колеса до верхней линии выхода выразится в 390 мм. Это поперечное сечение должно быть подвергнуто еще проверке (см. главу VIII, параграф 2). Спираль кожуха прикрывает колесо от точки A до точки B (фиг. 106) направо, кругом по направлению часовой стрелки. Это расстояние соответствует 80% всей окружности колеса, так что лежащее над верхним краем



Фиг. 106.

колеса А поперечное сечение спирали также должно составлять 80% выходного поперечного сечения. Последнее равноется при диаметре $d_{gl} = 460 \text{ мм} \approx 0,166 \text{ м}^2$; лежащее над А поперечное сечение имеет

$$d_{gl} = \frac{2 \cdot 400 \cdot 390}{400 + 390} = \approx 395 \text{ мм или } 0,123 \text{ м}^2.$$

Отношение обоих сечений будет тогда $\frac{0,123}{0,166} = 0,74$, т.е. 75%. С полученной незначительной разницей можно не считаться.

Отсюда вычисляется по уравнению (102) квадрат спирали:

$$\alpha = \frac{A}{4} = \frac{390}{4} = 97,5 = \approx 100 \text{ мм.}$$

Радиусы спирали будут тогда:

$$r_1 = 735, r_2 = 635, r_3 = 535, r_4 = 435.$$

Начертив спираль, измеряем расстояние языка от колеса $z = 45 \text{ мм}$. По уравнению (103) допустимым считается приблизительно $z = 0,05$ до $0,07$, $D_2 = \approx$ от 40 до 55 мм.

Теперь вентилятор определился во всех своих основных размерах и производительности. На фиг. 104 и 106 представлен такой вентилятор. Данные производительности приведены ниже еще раз:

Подача воздуха $V = 4 \text{ м}^3/\text{сек.}$

Статическое давление у выхода . . . $h_s = 46,5 \text{ мм вод. ст.}$

Динамическое давление у выхода . $h_d = 35 \text{ мм вод. ст.}$

Общее давление у выхода $h_g = 81,5 \text{ мм вод. ст.}$

Статическое давление у конца
диффузора $h_s = 66,5 \text{ мм вод. ст.}$

Динамическое давление у конца
диффузора $h_d = 12 \text{ мм вод. ст.}$

Общее давление у конца диффузора . $h_g = 78,5 \text{ мм вод. ст.}$

Скорость воздуха у конца диффузора $w = 14,1 \text{ м/сек.}$

Манометрич. коэффициент полез.
действия $\mu = 0,65$

Механическ. коэффициент полезн.

действия $\eta = 0,60$

Число оборотов $n = 780$ в мин.

Потребная сила $N_{\text{эфф.}} = 7,2$ л. с.

Мощность мотора $N = 8,1$ л. с.

2. Проверка вентилятора для заданной производительности.

Возьмем для расчета вентилятор для топки с нижним дутьем, который должен отвечать определенным колебаниям нагрузки парового котла.

В расчет должны быть приняты две степени нагрузки, а именно:

1. нормальная нагрузка,

2. повышенная, максимальная нагрузка,

в границах которых вентилятор должен бесперебойно работать, при возможно наибольшей экономичности. В данном случае целесообразно для расчета вентилятора принять за основу максимальную нагрузку (которая для паровых котлов является обычной) и в виде параллельного расчета взять нормальную нагрузку.

Даны:

Топливо Баварский каменный уголь.

Площадь колосниковой решетки топki $R = 12$ м².

Химический состав угля:

C (углерод) 53%

H (водород) 4%

O (кислород) 11%

N (азот) 1%

S (сера) 5%

Влажность 9%

Зола 17%

Всего 100%

Теплопроизводительность угля $h = 5200$ кг/кал:

Количество горючего, сжигаемого каждый час на колосниковой решетке:

1. при нормальной производительности $B_n = 1000$ кг,
2. при максимальной повышенной производительности $B_m = 1270$ кг.

Далее даны:

Статическое давление для преодоления сопротивлений в трубопроводе, в зазорах колосников и в слое угля:

1. Нормально $h_s = 65$ мм вод. ст.
2. Максимально $h_s = 80$ мм вод. ст.

Требуется найти:

Количество воздуха, потребное для сгорания угля.

Общую высоту давления.

Размеры и условия работы вентилятора.

а) Определение потребного количества воздуха. Количество воздуха зависит от потребности в кислороде (O), который должен быть введен для сгорания угля. Горючими веществами являются собственно углерод (C), водород (H) и сера (S). При горении одна весовая часть C соединяется с двумя весовыми частями O , превращаясь в уголекислоту (CO_2). Каждые две части H соединяются с одной частью O , превращаясь в водяной пар (H_2O) и, наконец, каждая часть S соединяется с двумя частями O , превращаясь в сернистый ангидрид (SO_2). Эти соединения представляют собою главные газы полученные от сгорания. Если, например, для угля ввести с воздухом слишком мало кислорода, то углерод не может полностью соединиться с кислородом, а образуется горючая окись углерода (CO), уходящая неиспользованной через дымовую трубу в виде более или менее заметного густого дыма.

В действительности процессы сгорания протекают не так просто, как это здесь изложено, но, из-за недостатка места, нельзя более подробно осветить этот вопрос, а потому рекомендуется интересующимся обратиться к специальной литературе.

Приведем атомные веса горючих частей топлива:

$$\begin{array}{lll} C = 12 & N & = 14,01 \\ O = 16 & CO = 12 + 16 & = 28 \\ S = 32,07 & CO_2 = 12 + 2 \cdot 16 & = 44 \\ H = 1,008 & & \end{array}$$

Итак при сжигании в CO_2 требуется:

на 1 часть C 2 части O

или на 12 кг C $2 \cdot 16 = 32$ кг O

или на 1 кг C $\frac{2 \cdot 16}{12}$ кг $O = \frac{32}{12} = \approx 2,667$ кг O .

При сжигании в H_2O требуется:

на 2 части H 1 часть O

или на $2 \cdot 1,008$ кг H 16 кг O

или на 1 кг H $\frac{16}{2 \cdot 1,008} = \approx 8,00$ кг O

При сжигании в SO_2 требуется:

на 1 часть S 2 части O

или на 32,07 кг S $2 \cdot 16 = 32$ кг O

или на 1 кг S $\frac{32}{32,07} = 1$ кг O

После этого определяется потребное количество кислорода:

$$\Sigma O_{\text{кг}} = 2,667 C + 8 H + S.$$

Отсюда надо вычесть содержание кислорода O , как уже имеющегося в горючем веществе, а потому потребуется дополнительно

$$\Sigma O_{\text{кг}} = 2,667 C + 8 H + S - O$$

В 1 кг воздуха содержится (по Hütte) 0,231 кг кислорода, отсюда определяется потребное „теоретическое количество воздуха“ в час на 1 кг горючего:

$$L'_{\text{кг}} = \frac{2,667 C + 8 H + S - O}{0,231} \quad \dots \dots (110)$$

Путем введения удельного веса воздуха определяется затем „теоретический объем воздуха“:

$$L'_{\text{м}^3} = \frac{L'_{\text{кг}}}{\gamma}$$

или

$$L'_{\text{м}^3} = \frac{2,667 C + 8 H + S - O}{0,231 \cdot \gamma} \dots (110-a)$$

Это—теоретическое количество воздуха; в действительности оно увеличивается, в уравнение (110) и (110-a) вводится коэффициент v „избытка“ воздуха. Тогда получится „действительное количество воздуха“ в час:

$$L_{\text{кг}} = v \cdot L'_{\text{кг}} \dots (111)$$

и действительный объем воздуха:

$$L_{\text{м}^3} = v \cdot L'_{\text{м}^3}$$

или

$$L_{\text{м}^3} = \frac{v \cdot L'_{\text{кг}}}{\gamma} \dots (111-a)$$

Коэффициент избытка воздуха зависит от качества горючего и от свойства топки и может составлять:

$$v = 1,3 \text{ до } 2,0 \dots (112)$$

Для большей надежности действия вентилятора следует еще добавить 10—20% на утечку в трубопроводе. Таким образом уравнения (111) и (112) следует помножить на указанную надбавку $x = 1,1$ до 1,2, так что подаваемое через трубопровод количество воздуха выразится в час:

$$L_{\text{м}^3} = \frac{v \cdot L_{\text{кг}}}{\gamma} \cdot x$$

или

$$L_{\text{м}^3} = v \cdot \frac{2,667 C + 8 H + S - O}{0,231 \gamma} \cdot x \dots (113)$$

В данном случае, если принять $v = 1,8$ -кратному избытку воздуха, удельный вес $\gamma = 1,2$ кг/м³, 15% надбавки на утечку, то часовое количество воздуха по уравнению (113) выразится:

$$L_{\text{м}^3/\text{час}} = \frac{1,8 (2,667 \cdot 0,53 + 8 \cdot 0,04 + 0,05 - 0,11)}{0,231 \cdot 1,2} \cdot 1,15$$

$$= 1,8 \frac{(1,414 + 0,32 + 0,05 - 0,11)}{0,231 \cdot 1,2} \cdot 1,15$$

$$= \frac{1,8 \cdot 1,674 \cdot 1,15}{0,231 \cdot 1,2} = 12,5 \text{ м}^3/\text{час для 1 кг горючего.}$$

Для общего количества горючего потребуется тогда:

1. Нормально:

$$L_n = B_n \cdot L_{\text{м}^3/\text{час}} = 1000 \cdot 12,5 = \sim 12500 \text{ м}^3/\text{час.}$$

2. Максимально:

$$L_m = B_m \cdot L_{\text{м}^3/\text{час}} = 1270 \cdot 12,5 = \sim 15875 \text{ м}^3/\text{час.}$$

или в пересчете на подачу в секунду:

1. Нормально:

$$V_n = \frac{12500}{3600} = 3,46 = \sim 3,5 \text{ м}^3/\text{сек.},$$

2. Максимально:

$$V_m = \frac{15875}{3600} = 4,4 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

б) Выбор величины вентилятора. Исчисленная производительность подачи от 3,5 до 4,4 м³/сек. и потребная статическая высота давления от 65 до 80 мм водяного столба приблизительно совпадают с вентилятором, рассчитанным в первом примере.

Возьмем этот вентилятор и произведем проверку размеров, что безусловно необходимо. В размерах кожуха и наружного диаметра колеса изменить ничего нельзя, но положение лопаток должно быть подвергнуто строгому контролю.

Итак размеры вентилятора следующие:

Всасывающее отверстие 550 мм. Ø; $F_s = 0,237 \text{ м}^2$.

Выход 400 × 540; $d_{gl} = 460 \text{ мм. Ø; } F_a = 0,166 \text{ м}^2$.

Наружный диаметр колеса . . . $D_2 = 790 \text{ мм.}$

Внутренний " " . . . $D_1 = 550 \text{ мм.}$

с) Скорость всасывания:

1. Нормальная:

$$w_s = \frac{V_n}{F_s} = \frac{3,5}{0,237} = 14,8 \text{ м/сек.},$$

2. Максимальная:

$$w_s = \frac{V_m}{F_s} = \frac{4,4}{0,237} = 18,5 \text{ м/сек.}$$

д) Динамическая высота давления у всасывающего патрубка по уравнению (25):

1. Нормальная:

$$h_d = \frac{14,8^2 \cdot 1,2}{19,62} = 13,5 \text{ мм вод. ст.}$$

2. Максимальная:

$$h_d = \frac{18,5^2 \cdot 1,2}{19,62} = 21 \text{ мм вод. ст.}$$

е) Общее давление у всасывающего патрубка:

1. Нормальное:

$$h_g = h_s + h_d = 65 + 13,5 = 78,5 \text{ мм вод. ст.}$$

2. Максимальное:

$$h_g = 80 + 21 = 101 \text{ мм вод. ст.}$$

ф) Наружная окружная скорость лопастного колеса. Для данных соотношений давлений могут быть пока приняты в расчет радиально оканчивающиеся лопасти, если нижеследующий контрольный расчет не вызовет необходимости в их изменении. В данном случае, как [выше было принято, мы должны при максимальной нагрузке иметь наилучший манометрический и механический коэффициент полезного действия. Первый принимаем:

1. Нормально: $\mu = 0,55$,

2. Максимально: $\mu = 0,65$.

Отсюда исчисляется окружная скорость по уравнению (87-а):

1. Нормальная:

$$u_2 = \sqrt{\frac{78,5 \cdot 9,81}{0,55 \cdot 1,2}} = 31,6 \text{ м/сек.}$$

2. Максимальная:

$$u_2 = \sqrt{\frac{101 \cdot 9,81}{0,65 \cdot 1,2}} = 35,7 \text{ м/сек.}$$

г) Числа оборотов определяются по уравнению (68-а), при данном диаметре колеса $D_2 = 790$ мм:

1. Нормально:

$$n = \frac{31,6 \cdot 60}{790 \cdot \pi} = 762 = \sim 765 \text{ в минуту.}$$

2. Максимально:

$$n = \frac{35,7 \cdot 60}{790 \cdot \pi} = 862 = \sim 865 \text{ в минуту.}$$

h) Потребная сила и мощность мотора, при принятом механическом коэффициенте полезного действия $\eta = 60\%$, для максимальной нагрузки будет:

$$N_{\text{эфф.к.}} = \frac{4,4 \cdot 101}{75 \cdot 0,6} = 9,9 = \sim 10 \text{ л. с.}$$

Мощность мотора нужно принять приблизительно на 10% выше:

$$N = 10 \cdot 1,1 = 11 \text{ л. с.}$$

Предположим, что мы имеем в распоряжении переменный ток и определенные номинальные числа оборотов в 750, 1000, 1500 и т. д. Число оборотов 750 было бы недостаточным, а потому нужно взять мотор с 1000 оборотов, у которого действительное число оборотов будет составлять около 950 в минуту. В этом случае, конечно, изменяется наружная окружная скорость, а с ней и общая высота давления. Диаметр колеса и размеры кожуха изменить нельзя, если мы не хотим отклоняться от установленной конструкции. Повышенное общее давление оказывается в данном случае только полезным, так как статическое давление, вследствие уменьшенной площади выхода, уменьшается за счет увеличения динамического давления.

Здесь нужно еще обратить внимание, что при вентиляторе, подающем дутье в топку, наиболее целесообразным будет мотор постоянного тока; последний наилучшим обра-

зом поддается приспособлению к изменяющимся нагрузкам. В данном случае максимальная и нормальная производительности недалеко отстоят одна от другой, так что может быть применен и мотор переменного тока с поддерживаемым постоянным числом оборотов. Регулирование на другие ступени производительности может быть достигнуто дроссельными приспособлениями.

й) Окружная скорость при измененном числе оборотов $n = 950$ (по уравн. 68) нормальная и максимальная будет:

$$u_2 = \frac{790 \cdot 950 \cdot \pi}{60} = \approx 39 \text{ м/сек.}$$

к) Общая высота давления по преобразованному уравнению (87-а) для радиально оканчивающихся лопаток:

$$h_g = \frac{u_2^2 \cdot \mu \cdot \gamma}{g} = \frac{39^2 \cdot 0,65 \cdot 1,2}{9,81} = \approx 120 \text{ мм вод. ст.}$$

л) Выходная скорость:

1. Нормальная:

$$w_a = \frac{V_n}{F_a} = \frac{3,5}{0,166} = 21 \text{ м/сек.}$$

2. Максимальная:

$$w_a = \frac{V_m}{F_a} = \frac{4,4}{0,166} = 26,5 \text{ м/сек.}$$

м) Динамическое давление у выхода:

1. Нормальное:

$$h_d = \frac{21^2 \cdot 1,2}{19,62} = 27 \text{ мм вод. ст.}$$

2. Максимальное:

$$h_d = \frac{26,5^2 \cdot 1,2}{19,62} = 43 \text{ мм вод. ст.}$$

н) Статическое давление у выхода при полном поперечном сечении:

1. Нормальное:

$$h_s = h_g - h_d = 120 - 27 = 93 \text{ мм вод. ст.,}$$

требуется только 65 мм вод. столба.

2. Максимальное:

$$h_s = 120 - 43 = 77 \text{ мм вод. ст.,}$$

требуется 80 мм вод. столба.

Это статическое давление недостаточно и должно быть увеличено посредством диффузора за счет понижения относительно высокого динамического давления. Для нормальной нагрузки мы имеем слишком высокое статическое давление, которое не может быть использовано. Поэтому, при работе вентилятора обнаружится соответственно большее количество подачи, чем требуемое $3,5 \text{ м}^3/\text{сек.}$, при чем возникает опасение перегрузки мотора и перегорания обмотки. На какой высоте установится подаваемое количество определить расчетом нельзя, так как оно имеет другую эквивалентность. Таким образом, для нормальной нагрузки, поперечное сечение подачи должно быть соответственно уменьшено посредством дроссельных приспособлений.

Это противопоставление двух случаев нагрузки интересно еще тем, что, как обнаруживается, вентилятор подающий дутье производит как раз противоположное тому, что практически желательно, а именно для низкой ступени нагрузки достигается более высокая производительность давления, чем для высокой ступени нагрузки. Отсюда опять вытекает, строго рассуждая, что для каждой высоты производительности нужен, собственно, отдельный определенный вентилятор. Отклонения от этого правила идут, более или менее, за счет экономичности установки. К сожалению, безукоризненное разделение отдельных ступеней нагрузки посредством нескольких вентиляторов практически не осуществимо, а потому во многих случаях приходится идти на компромиссное решение.

о) Внутреннее положение лопаток по уравнению (89), если абсолютная входная скорость c_1 равна всасывающей скорости w_s и внутренняя окружная скорость по уравнению (68) принимается:

$$u_1 = \frac{D_1 \cdot n \cdot \pi}{60} = \frac{550 \cdot 950 \cdot \pi}{60} = 27,3$$

то будет:

1. Нормально:

$$\operatorname{tg} \gamma_1 = \frac{14,8}{27,3} = 0,542$$

Угол $\gamma_1 = 28^\circ 30'$; угол $\beta_1 = 151^\circ 30'$.

Угол β_1 практически был бы несколько велик и суживал бы поперечное сечение лопаток.

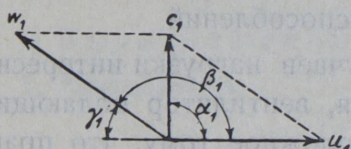
2. Максимально:

$$\operatorname{tg} \gamma_1 = \frac{18,5}{27,3} = 0,678.$$

Угол $\gamma_1 = 34^\circ 10' \approx 34^\circ$; угол $\beta_1 = 146^\circ$.

Этот угол в 146° находится еще в допустимых границах (хотя довольно близко к крайней границе) и должен быть принят, так как не представляется возможным изменить внутреннюю окружную скорость и число оборотов. Направления движения для максимальной

производительности показаны на фиг. 107.



Фиг. 107.

Точно подходящий вентилятор для максимальной производительности при данном числе оборотов

должен был бы иметь меньший диаметр колеса и большее выходное поперечное сечение, или меньшее число оборотов. Но так как уменьшение числа оборотов моторов переменного тока невозможно, то приходится удовлетвориться вышеназванными величинами.

Для нормальной производительности нужно принимать в расчет определенное для максимальной производительности положение лопаток, отчего, конечно, слагающая c_1 отклонится от радиального направления и тем самым вызовет дальнейшее понижение коэффициента полезного действия.

Относительная входная скорость для максимальной нагрузки определяется по уравнению (89-а):

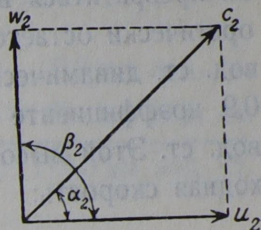
$$w_1 = \frac{u_1}{\cos \gamma_1} = \frac{27,3}{0,829} = 32,9 \text{ м/сек. (см. фиг. 107).}$$

Этим зафиксировано положение лопаток для начальной точки у всасывающей стороны. Таким же образом должны быть определены один за другим и все другие углы

внутренней линии лопаток, при чем углы эти имеют разные величины, вследствие все уменьшающейся внутренней окружной скорости у лопатки.

Число лопаток может быть принято так же, как в 1-м примере $Z = 12$.

р) Наружное положение лопаток. Наружный угол лопатки окончательно установлен, как для радиально оканчивающихся лопаток, углы β_2 и $\gamma_2 =$ каждый по 90° . Относительная выходная скорость, чтобы не получить слишком высоких скоростей, должна быть принята $w_2 = w_1 = 32,9$.



Фиг. 108.

Отсюда определяется абсолютная выходная скорость для максимальной производительности:

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u_2^2} = \sqrt{32,9^2 + 39^2} = 50,7 \text{ м/сек.}$$

(см. фиг. 108).

q) Внутренняя ширина колеса для максимальной производительности ($\alpha_1 = 90^\circ$),

$$d_{gl_1} = \sqrt{\frac{4,4 \cdot 4}{12 \cdot 18,5 \cdot \pi}} = \approx 160 \text{ мм (по уравн. 90-б),}$$

$$a_1 = \frac{550 \cdot \pi}{12} = 144 \text{ мм (по уравн. 90-а),}$$

$$b_1 = \frac{144 \cdot 160}{288 - 160} = 180 \text{ мм внутренняя ширина колеса.}$$

г) Наружная ширина колеса для максимальной производительности.

$$\sin \alpha_2 = \frac{w_2}{c_2} = \frac{32,9}{50,7} = 0,648,$$

$$d_{gl_2} = \sqrt{\frac{4,4 \cdot 4}{12 \cdot 50,7 \cdot \pi}} = 96 \text{ мм} \approx 100 \text{ мм,}$$

$$a_{c_2} = \frac{790 \cdot \pi}{12} \cdot 0,648 = 134 \text{ мм,}$$

$$b_2 = \frac{134 \cdot 100}{268 - 100} = 80 \text{ мм наружная ширина колеса.}$$

с) Д и ф ф у з о р. Вследствие незначительного изменения статического давления от 77 на 80 мм (см. пункт п этого примера) диффузор должен быть намечен довольно удлиненным, так что коэффициент полезного действия может быть принят $\eta_d = 0,90$. Динамическая высота давления у выхода для максимальной нагрузки, согласно пункта м равна $h_{d1} = 43$ мм вод. ст., отсюда должны $80 - 77 = 3$ мм вод. ст. превратиться в статическое давление. Таким образом, теоретически остается еще у конца диффузора $43 - 3 = 40$ мм вод. ст. динамического давления, или в действительности при 0,9 коэффициенте полезного действия $h_{d2} = 40 \cdot 0,9 = 36$ мм вод. ст. Этой высоте давления соответствует следующая выходная скорость:

$$w_{d2} = \sqrt{\frac{36 \cdot 19,62}{1,2}} = 24,3 \text{ м/сек.},$$

или поперечное сечение $F_{d2} = \frac{4,4}{24,3} = 0,181 \text{ м}^2$, соответственно этому диаметру $d_2 = 480 \approx 500$ мм.

При принятой длине диффузора в $l = 300$ мм угол α исчисляется следующим образом:

$$\sin \frac{\alpha}{2} = \frac{500 - 460}{2 \cdot 300} = 0,0667$$

отсюда $\alpha = 7^\circ 40'$. Коэффициент полезного действия диффузора будет тогда по уравнению (54):

$$\begin{aligned} \eta_d &= 1 - \frac{\left(\frac{0,181}{0,166} - 1\right) 0,1334}{\frac{0,181}{0,166} + 1} = 1 - \frac{0,09 \cdot 0,1334}{2,09} = \\ &= 1 - 0,058 = 0,94. \end{aligned}$$

Скорость воздуха у конца диффузора выразится теперь:

$$w_{d2} = \frac{4,4}{0,196} = 22,4 \text{ м/сек.},$$

при динамическом давлении:

$$h_{d2} = \frac{22,4^2 \cdot 1,2}{19,62} = 30,5 \text{ мм вод. столба.}$$

Отсюда теоретическое увеличение статического давления:

$$43 - 30,5 = 12,5 \text{ мм вод. столба.}$$

В действительности увеличение выразится только в 94% этого количества, т.е.:

$$0,94 \cdot 12,5 = \infty 11,8 \text{ мм вод. столба.}$$

Таким образом, давления у конца диффузора будут следующие:

$$\text{динамическое давление} \dots \dots \dots h_{d_2} = 30,5 \text{ мм вод. ст.}$$

$$\text{статическое давление } (77 + 11,8) \cdot h_{s_2} = \infty 89 \text{ мм вод. ст.}$$

$$\text{общее давление} \dots \dots \dots h_g = \infty 119,5 \text{ мм вод. ст.}$$

t) Потребная сила.

$$N_{\text{эффект}} = \frac{120 \cdot 4,4}{75 \cdot 0,6} = 11,8 \text{ л. с.}$$

Мощность мотора должна быть принята от 10 до 15% выше, т.е.:

$$N = 1,1 \cdot 11,8 = 13 \text{ л. с.}$$

ПРИЛОЖЕНИЕ.

1. Объяснение примененных в уравнениях букв.

а) Латинские и немецкие буквы.

- A = эквивалентное отверстие в м^2 (применяется в рудничных предприятиях) или наибольшее расстояние между наружным кругом колеса и спиралью кожуха.
- A_1 = эквивалентное сопло или эквивалентность в м^2 (общепотребительно в производстве вентиляторов).
- B_n = Количество топлива в кг для топок при нормальн. нагрузке.
- B_m = Количество топлива в кг для топок при максимальной нагрузке.
- a = длина сторон квадрата спирали кожуха.
- a_1 = высота полного поперечного сечения лопастного канала со стороны входа.
- a_2 = высота полного поперечного сечения лопастного канала со стороны выхода.
- a_{c_1} = высота вертикально лежащего к c_1 поперечного сечения лопастного канала.
- a_c = высота вертикально лежащего к c_2 поперечного сечения лопастного канала.
- a_{w_1} = высота вертикально лежащего к w_1 поперечного сечения лопастного канала.
- a_{w_2} = высота вертикально лежащего к w_2 поперечного сечения лопастного канала.
- at = кг/см^2 = атмосфера (для оценки давления).
- b = барометрическая высота в мм рт. ст.
- b_1 = внутренняя ширина колеса.
- b_2 = наружная. " "
- C = химический знак для углерода.
- CO = " " " окиси углерода.
- CO_2 = химический знак для углекислоты.
- c = абсолютная скорость газа в м/сек. для расчета лопаток (общепотребительное обозначение) или коэффициент пропорциональности для трубок Браббэ.
- c_1 = абсолютная скорость входа газа в м/сек. , для расчета лопаток.
- c_2 = абсолютная скорость выхода газа в м/сек. , для расчета лопаток.
- c_u = проекция c на u (общепотребительное обозначен.).
- c_{u_1} = проекция c_1 на u_1
- c_{u_2} = проекция c_2 " u_2
- D = диаметр колеса (общепотребительное обозначение).
- D_1 = внутренний диаметр колеса.
- D_2 = наружный " "
- d_{gl} = эквивалентный диаметр для прямоугольного поперечного сечения.

- d_{gl_1} = эквивалентный диаметр для внутреннего поперечного сечения лопастного канала.
- d_{gl_2} = эквивалентный диаметр для наружного поперечного сечения лопастного канала.
- E = напряжение тока в вольтах.
- F или f = площади поперечного сечения в m^2 (общепотребительное обозначение).
- F_a = поперечное сечение выходной трубы в m^2 .
- F_s = поперечное сечение всасывания в m^2 .
- $g = 9,81$ = ускорение силы тяжести.
- H = химический знак для водорода.
- H_2O = химический знак для воды.
- \tilde{H} = теоретическая общая высота давления в м вод. столба.
- $\tilde{H}_{w.s.}$ = теоретическая общая высота давления в мм вод. ст. = $\tilde{H} \cdot \gamma$.
- h = давление в мм вод. ст. (общепотребительное обозначение) или теплопроизводительность в WE для топлива.
- h_d = динамическое давление в мм вод. ст.
- h_g = общее давление в мм вод. ст.
- h_s = статическое давление в мм вод. ст.
- h'_s = потребная статическая высота давления в мм вод. ст. для преодоления сопротивлений трения, или действительная прибыль статического давления в диффузоре в мм вод. ст.
- h''_s = потребная статическая высота давления в мм вод. ст. для преодоления местных сопротивлений.
- h'_{da} = динамическое давление в мм вод. ст. в начале нагнетательного трубопровода.
- h''_{da} = динамическое давление в мм вод. ст. в конце нагнетательного трубопровода.
- h'_{gs} = общее давление в мм вод. ст. в начале всасывающего трубопровода.
- h''_{gs} = общее давление в мм вод. ст. в конце всасывающего трубопровода.
- h'_{sa} = статическое давление в мм вод. ст. в начале нагнетательного трубопровода.
- h''_{sa} = статическое давление в мм вод. ст. в конце нагнетательного трубопровода.
- h'_{ss} = статическое давление в мм вод. ст. в начале всасывающего трубопровода.
- h''_{ss} = статическое давление в мм вод. ст. в конце всасывающего трубопровода.
- I = сила тока в амперах.
- k = коэффициент истечения из трубопроводов или отверстий (в рудничных предприятиях по „Мург‘у“ $k=0,65$; в общем производстве вентиляторов $k=1$).
- kcal = килограмм-калория (или WE на кг).
- kW = киловатт.
- L = полезная производительность вентиляторов в мкг/сек.

- L_a = рабочая производительность приводной машины в мкг/сек.
- $L \cdot S$ = воздушный столб в м.
- L'_{kg} = теоретически потребное количество воздуха в кг для топок.
- L_{m^3} = теоретически потребный объем воздуха в м³ для топок.
- l = меры длины.
- N = потребная сила для вентилятора в PS или kW; также химический знак для азота.
- n = число оборотов в минуту.
- O = химический знак для кислорода.
- P = абсолютные давления (общепотребительное обозначение).
- P_a = давление земной атмосферы.
- P_g = абсолютное общее давление.
- P_s = абсолютное статическое давление.
- P'_{ga} = абсолютное общее давление в начале нагнетательного трубопровода.
- P''_{ga} = абсолютное общее давление в конце нагнетательного трубопровода.
- P'_{gs} = абсолютное общее давление в начале всасывающего трубопровода.
- P''_{gs} = абсолютное общее давление в конце всасывающего трубопровода.
- P_G = разница общего давления, т.е. разница абсолютного общего давления впереди и позади вентилятора.
- P'_{sa} = абсолютное статическое давление в начале нагнетательного трубопровода.
- P''_{sa} = абсолютное статическое давление в конце нагнетательного трубопровода.
- P'_{ss} = абсолютное статическое давление в начале всасывающего трубопровода.
- P''_{ss} = абсолютное статическое давление в конце всасывающего трубопровода.
- PS = лошадиные силы (1PS = 76 мкг/сек).
- p, p_1, p_2 = абсолютные давления общепринятого обозначения.
- $Q \cdot S$ = ртутный столб (давление барометра в мм рт. ст).
- R = постоянная для газа.
- S = химический знак для серы.
- SO_2 = химический знак для сернистой кислоты.
- $T = t + 273$ = абсолютная температура в °C.
- t = измеренная температура в °C.
- u = скорость окружности в м/сек (общепринятое обозначение).
- u_1 = внутренняя скорость окружности колеса в м/сек.
- u_2 = наружная скорость окружности колеса в м/сек.
- V = объем газа в м³.
- V_m = средний объем газа в м³.
- $v = \frac{1}{\gamma}$ = удельный объем газа в м³/кг, или цифра объема (4-е число, характеризующее вентилятор), или цифра избытка воздуха для топок.
- v_0 = цифра объема, редуцированная на нормальное состояние воздуха (0°/760).
- $W \cdot S$ = водяной столб (для обозначения давления).
- w = скорость газа в м/сек. (общепринятое обозначение).
- w_1 = относительная скорость газа у входа в каналы лопаток в м/сек.
- w_2 = относительная скорость газа у выхода из каналов лопаток в м/сек.
- w_a = скорость выдувания в м/сек.
- w_s = скорость всасывания в м/сек.
- x = предохранительный фактор, как добавочная величина

к количеству воздуха или газа, для потерь в зазорах трубопроводов.

Z = число лопаток или лопастных каналов.

z = расстояние между языком спирального кожуха и наружным кругом колеса.

б) Греческие буквы.

$\alpha = \frac{1}{273}$ = коэффициент объемного расширения газов или обозначение угла (общепринятое обозначение).

α_1 = внутренний угол лопатки между c_1 и u_1 .

α_2 = наружный угол лопатки между c_2 и u_2 .

β = коэффициент расширения твердых тел или обозначение угла (общепринятое обозначение).

β_1 = внутренний угол лопатки между w_1 и u_1 .

β_2 = наружный угол лопатки между w_2 и u_2 .

$\gamma = \frac{1}{v}$ = удельный вес газа в кг/м³ или обозначение угла (общепринятое обозначение).

γ_1 = внутренний угол лопатки между u_1 и w_1 (дополнительный угол к β_1).

γ_2 = наружный угол лопатки между u_1 и w_1 (дополнительный угол к β_2).

$\delta = \left. \begin{array}{l} \\ \varepsilon = \end{array} \right\}$ обозначение угла.

ζ = коэффициент сопротивления для местных сопротивлений.

η = коэффициент полезного действия вентилятора или обозначение угла.

η_0 = коэффициент полезного действия вентилятора, принятый в отношении к нормальному состоянию воздуха (0°/760).

η_d = коэффициент полезного действия диффузора.

η_m = коэффициент полезного действия приводной машины.

λ = цифра производительности (3-е число, характеризующее вентилятор).

λ_0 = цифра производительности, редуцированная на нормальное состояние воздуха (0°/760).

μ = манометрический коэффициент полезного действия или молекулярный вес.

π = постоянная для круга = 3,14159.

ρ = коэффициент трения в трубах.

τ = разница температур °C.

φ = относительное содержание влажности в воздухе, или цифра подачи (1-е число, характеризующее вентилятор), или угол опережения в технике переменного тока.

φ_0 = цифра подачи, редуцированная на нормальное состояние воздуха (0°/760).

ψ = цифра давления (2-е число, характеризующее вентилятор).

ψ_0 = цифра давления, редуцированная на нормальное состояние воздуха (0°/760).

2. Список уравнений.

а) Уравнения состояния газов.

Закономерности и постоянные для газов:

$$P \cdot v = \frac{P}{\gamma} = R \cdot T, \quad (1)$$

$$\frac{\gamma_1}{\gamma_2} = \frac{P_1}{P_2} = \frac{v_2}{v_1} = \frac{V_2}{V_1}, \quad (2)$$

$$\frac{\gamma_1}{\gamma_2} = \frac{T_2}{T_1} = \frac{v_2}{v_1} = \frac{V_2}{V_1}, \quad (3)$$

$$\frac{\gamma_1}{\gamma_2} = \frac{P_1}{P_2} \cdot \frac{T_2}{T_1}, \quad (4)$$

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{P_2}{P_1} \cdot \frac{T_1}{T_2} \quad \text{или} \quad \frac{V_1}{V_2} = \frac{P_2}{P_1} \cdot \frac{T_1}{T_2}, \quad (5)$$

$$P \cdot v = \frac{P}{\gamma} = \text{const.} \quad (6)$$

Коэффициент расширения:

$$V = 1 + \alpha t, \quad (7)$$

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{T_1}{T_2} = \frac{1 + \alpha t_1}{1 + \alpha t_2}, \quad (8)$$

$$V_2 = V_1 \frac{1 + \alpha t_2}{1 + \alpha t_1} = V_1 \frac{T_2}{T_1}. \quad (9)$$

Удельный вес сухого воздуха:

$$\gamma = 0,4645 \frac{b}{T}. \quad (11)$$

Удельный вес влажного воздуха:

$$\gamma = \varphi \cdot \gamma_s + 1,293 \frac{p - p_d}{760} \cdot \frac{273}{T} \quad (17)$$

или

$$\gamma = \varphi \cdot \gamma_s + 0,465 \frac{p - \varphi \cdot p_s}{T}. \quad (17a)$$

Редуцирование высоты барометра на 0° С:

$$b_0 = \frac{1 + \beta_1 \cdot t}{1 + \beta \cdot t} \cdot b = \left(1 - \frac{\beta - \beta_1}{1 + \beta \cdot t} \cdot t \right) \cdot b \quad (18)$$

Постоянные для газа — сухого воздуха:

$$R = \frac{p \cdot v}{T} = \text{const.} \quad (19)$$

$$R = \frac{p}{\gamma \cdot T} \quad (19a)$$

$$R = \frac{848}{\mu} \quad (20)$$

$$\mu = 28,95 - 10,93 \frac{p_d}{p} \quad (21)$$

Постоянная для влажного воздуха:

$$R = \frac{848}{28,95 - 10,93 \frac{p_d}{p}} \quad (22)$$

в) Производительность подачи и высоты давления.

Количество газа:

$$V = F \cdot w \text{ в м}^3/\text{сек} \quad (31)$$

$$V = F \sqrt{\frac{h_d \cdot 2g}{\gamma}} \text{ в м}^3/\text{сек.} \quad (36)$$

$$V_m = V_0 \frac{P_{s_0} (t_1 + 273)}{\frac{P_{gs} + P_{gd}}{2} \cdot (t_0 + 273)} \quad \begin{array}{l} \text{средний объем для вентиляторов} \\ \text{со всасывающим и нагнетательным} \\ \text{или только со всасыв. трубопров.} \end{array} \quad (44)$$

$$V_m = V_0 \frac{P_{s_0} (t_1 + 273)}{\frac{P_a + P_{gd}}{2} \cdot (t_0 + 273)} \quad \begin{array}{l} \text{средний объем для вентиляторов} \\ \text{с нагнетательным трубопроводом.} \end{array} \quad (47)$$

$$V_m = V_0 \text{ средний объем для вентиляторов без всяких трубопроводов.} \quad (49)$$

Скорости газа:

$$w = \frac{V}{F} \quad (24)$$

$$w = \sqrt{\frac{h_d \cdot 2g}{\gamma}} \quad (30)$$

$$w = \frac{V}{d_{gl}^2 \cdot \frac{\pi}{4}} \quad \begin{array}{l} \text{для прямоугольного поперечного} \\ \text{сечения.} \end{array} \quad (30)$$

Динамическое давление:

$$h_d = \frac{w^2}{2g} \cdot \gamma \text{ в мм вод. ст.} \quad (25)$$

Статическое давление (см. под буквой к).

Общее давление:

$$h_g = h_s + h_d \quad (23)$$

$$h_g = h_s + \frac{w^2}{2g} \cdot \gamma \text{ в мм вод. ст.} \quad (26)$$

$$P_G = P_{gd} - P_{gs} \quad \begin{array}{l} \text{Разница общего давления для вентиляторов} \\ \text{со всасывающим и нагнетательн. трубопровод.} \end{array} \quad (43)$$

$$P_G = h_{gd} + h_{gs} \quad \begin{array}{l} \text{Разница общего давления для вентиляторов} \\ \text{со всасывающим и нагнетательным трубо-} \\ \text{проводами} \end{array} \quad (43a)$$

$$P_G = h_{da} + h_{gs} \quad \text{Разница общего давления для вентиляторов со всасывающим трубопроводом.} \quad (45)$$

$$P_G = P_{ga} - P_a \quad \text{Разница общего давления для вентиляторов с нагнетательным трубопроводом.} \quad (46)$$

$$P_G = h_{sa} + h_{da} = h_{ga} \quad \text{Разница общего давления для вентиляторов с нагнетательным трубопроводом.} \quad (46a)$$

$$P_G = h_{ga} = h_{da} \quad \text{Разница общего давления для вентиляторов без трубопровода.} \quad (48)$$

$$h_g = \xi \cdot \mu \text{ в м возд. ст., действительная высота общего давления.} \quad (82a)$$

Абсолютные высоты давлений:

$$P_s = P_a + h_s = \text{абс. статическое давление в нагнетательном трубопроводе.} \quad (32)$$

$$P_g = P_a + h_g = P_a + h_s + h_g = \text{абс. общее давление в нагнетательном трубопроводе.} \quad (33)$$

$$P'_s = P_a - h_s = \text{абс. статическое давление во всасывающем трубопроводе.} \quad (34)$$

$$P'_g = P_a - h_g = P_a - h_s + h_d = \text{абс. общее давление во всасывающем трубопроводе.} \quad (35)$$

с) Рабочая производительность.

Механический коэффициент полезного действия:

$$\eta = \frac{L}{L_a} \quad (58)$$

Полезная производительность:

$$L = V_m \cdot P_G \quad (42)$$

Потребная сила:

$$L_{\text{эфф.}} = \frac{V_m \cdot P_G}{\eta} \text{ в мкг/сек.} \quad (60)$$

$$N_{\text{эфф.}} = \frac{V_m \cdot P_G}{75 \cdot \eta} \text{ в л. с.} \quad (60a)$$

$$N_{\text{эфф.}} = \frac{V_m \cdot P_G}{102 \cdot \eta} \text{ в KW} \quad (60b)$$

Рабочая производительность электромоторов:

$$L_a = E \cdot J \cdot \eta_m \text{ для постоянного тока.} \quad (59)$$

или

$$L_a = E \cdot J \cdot \cos \varphi \cdot \eta_m \text{ для переменного тока} \quad (59a)$$

d) Пропорциональности и постоянные.

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{V_1}{V_2} \quad (38)$$

или

$$\frac{V}{n} \text{ или } \frac{n}{V} = \text{const.} \quad (38a)$$

$$\frac{h_1}{h_2} = \frac{n_1^2}{n_2^2} \quad \text{или} \quad \frac{n_1}{n_2} = \sqrt{\frac{h_1}{h_2}} \quad (39)$$

$$\frac{h}{n^2} \quad \text{или} \quad \frac{n}{\sqrt{h}} = \text{const.} \quad (39a)$$

$$\frac{V_1}{V_2} = \sqrt{\frac{h_1}{h_2}} \quad \text{или} \quad \frac{h_1}{h_2} = \frac{V_1^2}{V_2^2} \quad (40)$$

$$\frac{V}{\sqrt{h}} = \text{const} \quad (41)$$

$$\frac{h}{V^2} \quad \text{или} \quad \frac{V^2}{h} = \text{const.} \quad (41a)$$

$$\frac{L_1}{L_2} = \frac{V_1^3}{V_2^3} \quad (50)$$

$$\frac{L}{V^3} = \frac{V \cdot h}{V^3} = \frac{h}{V^2} = \text{const.} \quad (50a)$$

$$\frac{L_1}{L_2} = \frac{n_1^3}{n_2^3} \quad (51)$$

$$\frac{L}{n^3} = \frac{V \cdot h}{n^3} = \text{const.} \quad (51a)$$

$$\frac{L_1}{L_2} = \frac{(\sqrt{h_1})^3}{(\sqrt{h_2})^3} \quad (52)$$

$$\frac{L_1^2}{L_2^2} = \frac{h_1^3}{h_2^3} \quad (52a)$$

$$\frac{L}{(\sqrt{h})^3} = \frac{L^2}{h^3} = \frac{V^2 \cdot h^2}{h^3} = \frac{V^2}{h} = \text{const.} \quad (52b)$$

е) Числа, характеризующие вентилятор.

$$A_1 = V \sqrt{\frac{\gamma}{P_G \cdot 2g}} \quad (63)$$

$$A_1 = 0,247 \frac{V}{\sqrt{P_G}}; \quad \text{для } \gamma = 1,2 \quad (63a)$$

$$V = A_1 \sqrt{\frac{P_G \cdot 2g}{\gamma}} \quad (64)$$

$$V = A_1 \sqrt{\frac{P_G}{0,247}}; \quad \text{для } \gamma = 1,2 \quad (64a)$$

$$P_G = \left(\frac{V}{A_1}\right)^2 \cdot \frac{\gamma}{2g} \quad (65)$$

$$P_G = 0,06 \left(\frac{V}{A_1}\right)^2; \quad \text{для } \gamma = 1,2 \quad (65a)$$

$$h_s = \left[\left(\frac{V}{A_1} \right)^2 - \left(\frac{V}{F_a} \right)^2 \right] \frac{\gamma}{2g} \quad (66)$$

$$V = \varphi \cdot F_a \cdot u \quad (67)$$

$$\varphi x = \frac{V_1}{F_a \cdot u} \cdot \frac{\gamma_1}{\gamma_0} \quad (69)$$

$$\psi = \frac{P_G \cdot 2g}{u^2 \cdot \gamma} \quad (70)$$

$$\phi = \frac{h_g \cdot 2g}{u^2 \cdot \gamma} \quad (70a)$$

$$P_G \text{ или } h_g = \psi \frac{\gamma \cdot u^2}{2g} \quad (71)$$

$$\psi_0 = 15,174 \frac{P_G}{u^2} \quad (72)$$

$$\psi_0 = 15,174 \frac{h_g}{u^2} \quad (72a)$$

$$\gamma = \frac{L_{\text{эфф.}}}{L_{\text{теор.}}} \quad (73)$$

$$= \frac{V_m \cdot P_g \cdot 2g}{\eta \cdot F_a \cdot u^3 \cdot \gamma} \quad (73a)$$

$$\lambda = \frac{V \cdot h_g \cdot 2g}{\eta \cdot F_a \cdot u^3 \cdot \gamma} \quad (73b)$$

$$\lambda = \frac{\varphi \cdot \psi}{\eta} \quad (73c)$$

$$L_{\text{эфф.}} = \lambda \frac{F_a \cdot u^3 \cdot \gamma}{2g} \text{ в мкг/сек.} \quad (74)$$

или $N_{\text{эфф.}} = \frac{L_{\text{эфф.}}}{75} \text{ в PS} \quad (74a)$

или $N_{\text{эфф.}} = \frac{L_{\text{эфф.}}}{102} \text{ в KW} \quad (74b)$

$$\gamma = \frac{V \cdot h_g \cdot 2g}{\lambda \cdot F_a \cdot u^3 \cdot \gamma} \quad (75)$$

или $\eta = \frac{\varphi \cdot \psi}{\lambda} \quad (75a)$

$$\lambda_0 = 15,174 \frac{V \cdot h_g}{\eta \cdot F_a \cdot u^3} \quad (76)$$

$$\lambda_0 = \frac{\varphi_0 \cdot \psi_0}{\eta_0} \quad (76a)$$

$$v = \frac{V \cdot h_g \cdot 2g}{F_a \cdot u^3 \cdot \gamma} \quad (77)$$

$$v = \varphi \cdot \phi \quad (77a)$$

$$v_0 = 15,174 \frac{V \cdot h_g}{F_a \cdot u^3} \quad (78)$$

$$v_0 = \varphi_0 \cdot \psi_0 \quad (78a)$$

f) Эквивалентный диаметр.

$$d_{gl} = \frac{2 \cdot a \cdot b}{a + b} \quad (55)$$

$$a = \frac{b \cdot d_{gl}}{2b - d_{gl}} \quad (55a)$$

или

g) Отношения лопастных колес.

Число оборотов:

$$n = \frac{u \cdot 60}{D \cdot \pi} \quad (68a)$$

Окружная скорость:

$$u = \frac{D \cdot n \cdot \pi}{60} \text{ в м/сек.} \quad (68)$$

из числа оборотов.

$$u_2 = -\frac{\omega_2 \cos \beta_2}{2} + \sqrt{\left(\frac{\omega_2 \cos \beta_2}{2}\right)^2 + \zeta \cdot g} \text{ в м/сек.} \quad (85)$$

или

$$u_2 = -\frac{\omega_2 \cos \beta_2}{2} + \sqrt{\left(\frac{\omega_2 \cos \beta_2}{2}\right)^2 + \frac{h_g \cdot g}{\mu \cdot \gamma}} \text{ в м/сек.} \quad (85a)$$

(85) и (85a) относятся к вперед изогнутым лопаткам с радиально направленным c_1 .

$$u_2 = \sqrt{\zeta \cdot g} \text{ в м/сек.} \quad (87)$$

или

$$u_2 = \sqrt{\frac{h_g \cdot g}{\mu \cdot \gamma}} \quad (87a)$$

(87) и (87a) относятся к радиально оканчивающимся лопаткам с радиально направленным c_1 .

Манометрический коэффициент полезного действия:

$$\mu = \frac{h_g}{\zeta} \quad (82)$$

Скорости газа:

$$\left. \begin{aligned} c^2 &= \omega^2 + u^2 - 2\omega u \cdot \cos(180 - \beta) \\ \omega^2 &= c^2 + u^2 - 2cu \cos \alpha \end{aligned} \right\} \begin{aligned} &\text{вообще для скорости } u \text{ входа} \\ &\text{и выхода} \end{aligned} \quad \begin{cases} (79) \\ (79a) \end{cases}$$

Теоретические высоты общего давления:

$$\zeta = \frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \text{ в м возд. ст.} \quad (81)$$

$$(81a)$$

или

$$\zeta \omega \cdot s = \zeta \cdot \gamma \text{ в м вод. ст.}$$

$$\zeta = \frac{u_2 \cdot c_{u2} - u_1 \cdot c_{u1}}{g} \text{ в м возд. ст.} \quad (83)$$

Уравнения (81), (81a) и (83) применимы для всякого рода лопаток.

$$\zeta = \frac{u_2^2 - u_1^2 - w_2 u_2 \cos \gamma_2 + w_1 u_1 \cos \gamma_1}{g} \text{ в м возд. ст.} \quad (88)$$

Уравнение (88) применимо для всякого рода лопаток, если $w_1 = w_2$.

$$\zeta = \frac{u_2 \cdot c_{u2}}{g} \text{ в м возд. ст.} \quad (84)$$

для радиально направленного c_1 .

$$\zeta = \frac{u_2^2 + u_2 w_2 \cos \beta_2}{g} \text{ в м возд. ст.} \quad (84a)$$

для радиально направленного c_1 .

$$\zeta = \frac{u_2^2}{g} \text{ в м возд. ст.} \quad (86)$$

для радиально направленного c_1 и радиально оканчивающихся лопаток.

Угол лопатки:

$$\cos \gamma = \frac{u^2 + c^2 - w^2}{2 u c} \quad (80)$$

общеприменимые уравнения для нахождения уклона абсолютной скорости c_1 или c_2 у входа и выхода.

$$\operatorname{tg} \gamma_1 = \frac{c_1}{u_1} \text{ внутренний угол лопатки} \quad (89)$$

$$\text{или} \quad \cos \gamma_1 = \frac{u_1}{w_1} \text{ внутренний угол лопатки} \quad (89a)$$

Внутренняя ширина колеса:

$$b_1 = \frac{a_1 \cdot d_{gl_1}}{2 a_1 - d_{gl_1}} \quad (90)$$

для $\angle \alpha_1 = 90^\circ$, рассчитано по c_1 .

$$a_1 = \frac{D_1 \cdot \pi}{Z} \quad (90a)$$

для $\angle \alpha_1 = 90^\circ$, рассчитано по c_1 .

$$d_{gl_1} = \sqrt{\frac{V \cdot 4}{Z \cdot c_1 \cdot \pi}} \quad (90b)$$

для $\angle \alpha_1 = 90^\circ$, рассчитано по c_1 .

$$b_1 = \frac{a_{c_1} d_{gl_1}}{2 \cdot a_{c_1} - d_{gl_1}} \quad (91)$$

для $\angle \alpha_1 < 90^\circ$, рассчитано по c_1 (d_{gl_1} по уравн. (90b)).

$$a_{c_1} = \frac{D_1 \cdot \pi}{Z} \cdot \sin \alpha_1 \quad (91a)$$

для $\angle \alpha_1 < 90^\circ$, рассчитано по c_1

$$b_1 = \frac{a_{c1} \cdot d_{gl1}}{2a_{c1} - d_{gl1}} \quad (92)$$

для $\angle \alpha_1 > 90^\circ$, рассчитано по c_1 (d_{gl1} по уравн. 90в).

$$a_{c1} = \frac{D_1 \cdot \pi}{Z} \cdot \sin(180 - \alpha_1) \quad (92a)$$

для $\angle \alpha_1 > 90^\circ$, рассчитано по c_1 .

$$b_1 = \frac{a_1 \cdot d_{gl1}}{2a_1 - d_{gl1}} \quad (93)$$

для $\angle \beta_1 = 90^\circ$, рассчитано по w_1 .

$$a_1 = \frac{D_1 \cdot \pi}{Z} \quad (93a)$$

для $\angle \beta_1 = 90^\circ$, рассчитано по w_1 .

$$d_{gl1} = \sqrt{\frac{V \cdot 4}{Z \cdot w_1 \cdot \pi}} \quad (93b)$$

для $\angle \beta_1 = 90^\circ$, рассчитано по w_1 .

$$b_1 = \frac{a_{w1} \cdot d_{gl1}}{2a_{w1} - d_{gl1}} \quad (94)$$

$\beta_1 < 90^\circ$, рассчитано по w_1 (d_{gl1} по уравн. 93b).

$$a_{w1} = \frac{D_1 \cdot \pi}{Z} \cdot \sin \beta_1 \quad (94a)$$

$\beta_1 < 90^\circ$, рассчитано по w_1 .

$$b_1 = \frac{a_{w1} \cdot d_{gl1}}{2a_{w1} - d_{gl1}} \quad (95)$$

$\beta_1 > 90^\circ$, рассчитано по w_1 (d_{gl1} по уравн. 93b).

$$\left. \begin{aligned} a_{w1} &= \frac{D_1 \cdot \pi}{Z} \sin(180 - \beta_1) \\ \text{или} \\ a_{w1} &= \frac{D_1 \cdot \pi}{Z} \sin \gamma_1 \end{aligned} \right\} \quad (95a)$$

$\beta_1 > 90^\circ$, рассчитано по w_1 .

Наружная ширина колеса:

$$b_2 = \frac{a_2 \cdot d_{gl2}}{2a_2 - d_{gl2}} \quad (96)$$

$\alpha_2 = 90^\circ$, рассчитано по c_2 .

$$a_2 = \frac{D_2 \cdot \pi}{Z} \quad (96a)$$

$\alpha_2 = 90^\circ$, рассчитано по c_2 .

$$d_{gl2} = \sqrt{\frac{V \cdot 4}{Z \cdot c_2 \cdot \pi}} \quad (96b)$$

$\alpha_2 < 90^\circ$, рассчитано по c_2 .

$$b_2 = \frac{a_{c2} \cdot d_{gl2}}{2a_{c2} - d_{gl2}} \quad (97)$$

$\alpha_2 < 90^\circ$, рассчитано по c_2 (dgl_2 по уравн. 96 б).

$$a_{c_2} = \frac{D_2 \cdot \pi}{Z} \cdot \sin \alpha_2 \quad (97 \text{ а})$$

$\alpha_2 < 90^\circ$, рассчитано по c_2 .

$$t = \frac{a_{c_2} \cdot dgl_2}{2a_{c_2} - dgl_2} \quad (98)$$

$\alpha_2 > 90^\circ$, рассчитано по c_2 (dl_2 по уравн. 96 б).

$$a_{c_2} = \frac{D_2 \cdot \pi}{Z} \sin (180 - \alpha_2) \quad (98 \text{ а})$$

$\alpha_2 > 90^\circ$, рассчитано по c_2 .

$$b_2 = \frac{a_2 \cdot dgl_2}{2a_2 - dgl_2} \quad (99)$$

для $\angle \beta_2 = 90^\circ$, рассчитано по w_2 .

$$a_2 = \frac{D_2 \cdot \pi}{Z} \quad (99 \text{ а})$$

для $\angle \beta_2 = 90^\circ$, рассчитано по w_2 .

$$dgl_2 = \sqrt{\frac{V \cdot 4}{Z \cdot w_2 \cdot \pi}} \quad (99 \text{ б})$$

для $\angle \beta_2 = 90^\circ$, рассчитано по w_2 .

$$b_2 = \frac{a_{w_2} \cdot dgl_2}{2a_{w_2} - dgl_2} \quad (100)$$

$\beta_2 < 90^\circ$, рассчитано по w_2 (dgl_2 по уравн. (99б)).

$$a_{w_2} = \frac{D_2 \cdot \pi}{Z} \cdot \sin \beta_2 \quad (100 \text{ а})$$

$\beta_2 < 90^\circ$, рассчитано по w_2 .

$$b_2 = \frac{a_{w_2} \cdot dgl_2}{2a_{w_2} - dgl_2} \quad (101)$$

$\beta_2 > 90^\circ$, рассчитано по w_2 (dgl_2 по уравн. (99 б)).

$$\left. \begin{aligned} a_{w_2} &= \frac{D_2 \cdot \pi}{Z} \cdot \sin (180 - \beta_2) \\ \text{или} \\ a_{w_2} &= \frac{D_2 \cdot \pi}{Z} \cdot \sin \gamma_2 \end{aligned} \right\} \quad (101 \text{ а})$$

для $\angle \beta_2 > 90^\circ$, рассчитано по w_2 .

h) Обозначения для кожуха.

Квадрат спирали:

$$a = \frac{A}{4}. \quad (102)$$

Положение языка кожуха:

$$z = \text{около } 0,05 \text{ до } 0,07 \cdot D_2. \quad (103)$$

i) Определение диффузора.

$$\eta_d = 1 - \frac{\left(\frac{F_2}{F_1} - 1\right) \sin \alpha}{\frac{F_2}{F_1} + 1}, \quad (54)$$

$$h'_s = \eta_d \cdot h'_{s_{\text{теор}}}. \quad (54 \text{ a})$$

k) Газопроводы.

Сопротивления трения:

$$h'_s = 2 \rho \frac{l \cdot w^2}{d \cdot g} \cdot \gamma \quad (106)$$

для круглых, прямых трубопроводов.

$$h'_s = 2 \rho \cdot \frac{l \cdot w^2}{d_{gl} \cdot g} \cdot \gamma \quad (107)$$

для прямоугольных, прямых трубопроводов.

$$h'_s = \rho \frac{l \cdot w^2}{g} \cdot \frac{a+b}{a \cdot b} \cdot \gamma \quad (107 \text{ a})$$

для прямоугольных, прямых трубопроводов.

$$\rho = 0,003 \, 09 + \frac{0,002 \, 09}{w} + \frac{0,000 \, 337}{u} + \frac{0,000 \, 878}{w \cdot u} \quad (108)$$

коэффициент трения в трубе для железных трубопроводов.

Местные сопротивления:

$$h''_s = \zeta \cdot \frac{w^2}{2g} \cdot \gamma. \quad (109)$$

Статическое давление от сопротивлений:

$$h_s \geq h'_s + h''_s. \quad (104)$$

ОГЛАВЛЕНИЕ.

Ведение.	Стр.
I. Общее понятие о конструкции и работа вентилятора	3
II. Уравнения состояния газов. Свойства воздуха	6
III. Понятия о высотах давления и об измерении давлений	36
IV. Отношение между количеством подаваемого воздуха, высотой давления, числом оборотов и производительностью вентилятора	54
V. Действие диффузора. Выпрямитель течения. Эквивалентной диаметр. Низшая и высшая производительность. Коэффициент полезного действия и потребная сила	74
VI. Величины, характеризующие вентилятор	85
VII. Расчет и конструкция лопастных колес	107
VIII. Конструкция кожухов	139
IX. Приведение в движение и регулирование производительности вентилятора	142
X. Расчет и выполнение воздухо-газо-проводов	149
XI. Примеры расчета вентилятора	162
Приложение: 1. Объяснение примененных в уравнениях букв	186
2. Список уравнений	190

