

**Е. А. Бойко
И. С. Деринг
Т. И. Охорзина**

КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ И ПАРОГЕНЕРАТОРЫ

(Аэродинамический расчет котельных установок)

**Красноярск
2006**

Федеральное агентство по образованию
Государственное образовательное учреждение высшего профессионального
образования
Красноярский государственный технический университет

Е. А. Бойко
И. С. Деринг
Т. И. Охорзина

КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ И ПАРОГЕНЕРАТОРЫ
(Аэродинамический расчет котельных установок)

Учебное пособие

Красноярск 2006

ПРЕДИСЛОВИЕ

В газовоздушный тракт котла входит оборудование и соединительные элементы, по которым движется воздух и образующиеся продукты сгорания топлива.

Движение воздуха и продуктов сгорания сопровождается потерями давления, которые зависят от размеров поверхностей нагрева, их проходных сечений и скоростей воздуха и газов. Движение воздуха и газов происходит благодаря созданию в газовоздушном тракте перепада давлений на входе и выходе с помощью тягодутьевых машин: вентиляторов и дымососов. Вентиляторы создают напор и их устанавливают в начале тракта. Дымососы располагают в конце тракта, где они создают разрежение.

К оборудованию газовоздушного тракта котла наряду с тягодутьевыми машинами относятся всасывающие и нагнетательные воздухо- и газоходы, запорные и регулирующие органы, элементы собственно котельного агрегата, золо- и шлакоулавливающие и удаляющие устройства, дымовая труба.

Совместная работа воздушного и газового трактов котла может быть организована двумя способами. По первому способу газовоздушный тракт котла включает в себя дутьевые вентиляторы для подачи под давлением 2,5–5 кПа атмосферного воздуха через воздухоподогреватели к горелкам и части горячего воздуха в углеразмольные мельницы. Сопротивление газового тракта котла, а также аппаратов золоулавливания и газоходов до дымовой трубы преодолевается дымососами, имеющими напор 2,0–3,5 кПа. В этом случае весь воздушный тракт на участке вентилятор–топка находится под давлением выше атмосферного. Продукты сгорания удаляются из котла дымососами, в связи с чем топка и газоходы находятся под разрежением. Такую схему тяги и дутья называют уравновешенной. Контрольным фактором, обеспечивающим согласование работы дутьевых вентиляторов и дымососов, является давление газов на выходе из топочной камеры. Здесь устанавливается и автоматически поддерживается небольшое разрежение (давление ниже атмосферного), составляющее 20–40 Па (2–4 мм вод. ст.). Дутьевой вентилятор подает столько воздуха, сколько необходимо для полного сжигания топлива, а регулирующие устройства дымососов изменяют производительность так, чтобы вверху топки постоянно сохранять указанное разрежение.

В газовый тракт при давлении ниже атмосферного через неплотности его ограждения присасывается окружающий воздух, что увеличивает объем перекачиваемых дымососами газов. В среднем доля присосов воздуха составляет около 20–30 % объема дымовых газов, образующихся в топке при горении топлива.

Транспорт воздуха до топки и продуктов сгорания до выхода в атмосферу можно также обеспечить специальными высоконапорными дутьевыми

вентиляторами без применения дымососов. В таком случае топка и газоходы будут находиться под некоторым избыточным давлением – под наддувом.

Для наглядности на рис. 1 показано сопоставление распределения давления в газовоздушном тракте котельной установки, работающей с уравновешенной тягой и под наддувом. Как видно из рисунка, весь газовый тракт котла при наддуве находится под избыточным давлением в сравнении с атмосферным (рис. 1, б) и чтобы исключить проникновение токсичных газов из газового тракта в котельное отделение, необходимо обеспечить полную газо-плотность всех стен газоходов котла.

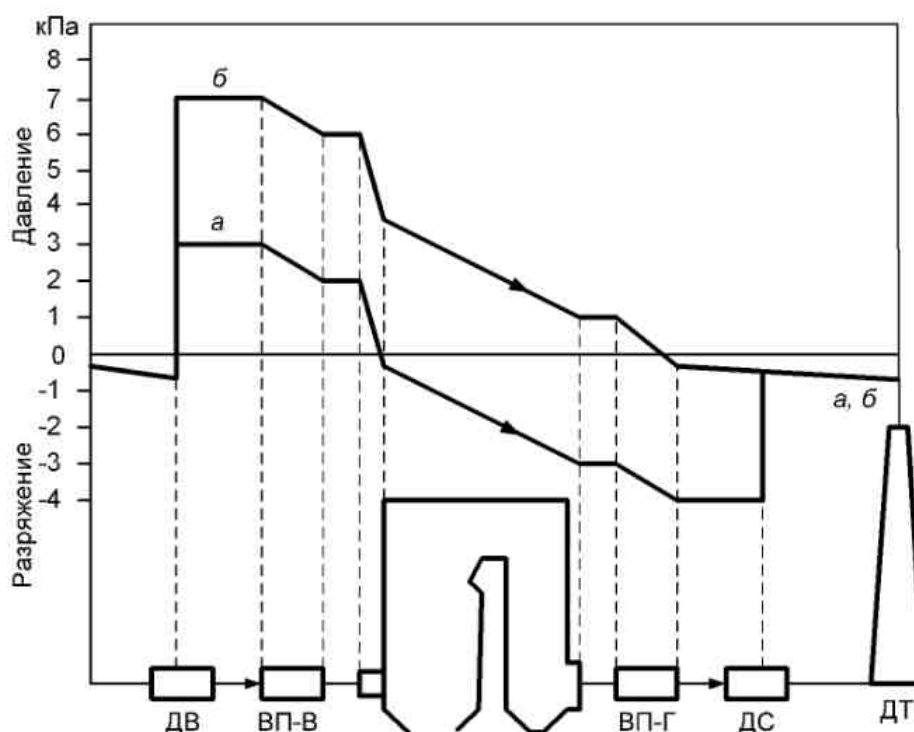


Рис. 1. Распределение давления в газовоздушном тракте котельной установки при уравновешенной тяге (а) и наддуве (б): ДВ – дутьевой вентилятор; ВП-В – воздухоподогреватель (воздушная сторона); ВП-Г – воздухоподогреватель (газовая сторона); ДС – дымосос; ДТ – дымовая труба

В газоплотном тракте исключены присосы воздуха. При наддуве напор, который создает высоконапорный дутьевой вентилятор, меньше, чем сумма напоров дутьевого вентилятора и дымососа в уравновешенной тяге, так как с уменьшением объема газов при отсутствии присосов в газовом тракте снижается сопротивление тракта.

Целью аэродинамического расчета котельной установки (расчет тяги и дутья) является выбор необходимых тягодутьевых машин на основе определения производительности тяговой и дутьевой системы и перепада полных давлений в газовом и воздушном трактах.

Расчет сопротивлений газового и воздушного тракта паровых котлов производится в соответствии с нормативным методом, разработанным ЦКТИ [1].

1. РАСЧЕТ ГАЗОВОГО ТРАКТА

1.1. Общий порядок расчета

Аэродинамический расчет газоздушного тракта выполняют по данным теплового расчета для номинальной нагрузки котельного агрегата [1]. Из теплового расчета котла и его рабочих чертежей составляется таблица исходных данных, необходимых для выполнения аэродинамического расчета (табл. 1). Дополнительные данные нужно привести в начале каждого конкретного раздела.

Таблица 1

Исходные данные для выполнения аэродинамического расчета
котельного агрегата

Участок тракта	Диаметр труб, d , мм	Число рядов труб по ходу газов, z_2 , шт	Отношение шага труб к диаметру		Длина продольно омываемых труб, м	Средняя температура газов, $\vartheta_{\text{ср}}$, °С	Средняя скорость газов, ω_r , м/с
			$\frac{s_1}{d}$	$\frac{s_2}{d}$			
Ширмовый пароперегреватель, фестон					—		
Конвективный пароперегреватель					—		
Водяной экономайзер 2-ой ступени					—		
Воздухоподогреватель 2-ой ступени		—					
Водяной экономайзер 1-ой ступени					—		
Воздухоподогреватель 1-ой ступени		—					

Перед началом работы составляют расчетную схему установки (см. рис. 2).

Сопротивление газового тракта котельного агрегата с уравновешенной тягой складывается из сопротивления трубчатых поверхностей нагрева, расположенных в газоходах (фестон, ширмовые и конвективные пароперегреватели, водяной экономайзер, воздухоподогреватель), местных сопротивлений (повороты в газоходе, изменение сечения и др.), сопротивления трения при движении в газоходах как в пределах парогенератора, так и вне его (на участках: котел – золоуловитель, золоуловитель – дымосос, дымосос – дымовая труба), самотяги (подъемные и опускные газоходы, дымовая труба).

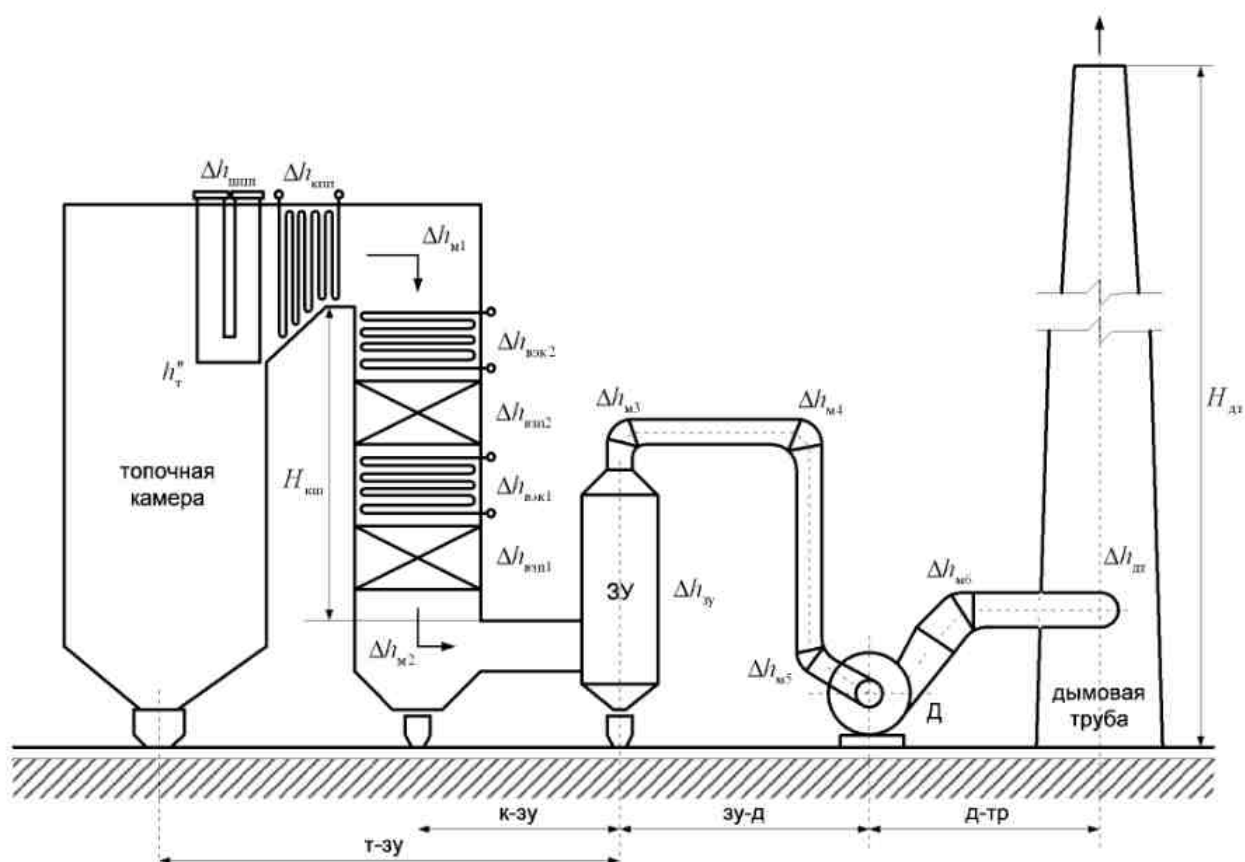


Рис. 2. Расчетная схема газового тракта котельной установки: т-зу – тракт «топка-золоуловитель»; к-зу – тракт «котел-золоуловитель»; зу-д – тракт «золоуловитель-дымосос»; д-тр – тракт «дымосос-дымовая труба»

Аэродинамический расчет газового тракта котла начинают с выбора разрежения в верхней части топки h_t'' (обычно 20–40 Па). Далее, используя данные теплового расчета, подсчитывают средние температуры и средние скорости газов на всех участках газового тракта. После этого составляют перечень участков, создающих сопротивление, и подсчитывают сопротивление каждого элемента. Сопротивление золоуловителя выбирают в зависимости от принятой конструкции.

Производят расчет дымовой трубы. Далее подсчитывают суммарную самотягу всех вертикальных участков. Суммирование сопротивлений производят с учетом содержания летучей золы (до золоуловителя) и без нее (на участке за золоуловителем).

Расчет завершают выбором напора, производительности дымососа и мощности его привода.

1.2. Сопротивление ширмового пароперегревателя

Ширмовые (полурadiaционные) пароперегреватели фактически представляют собой по газовой стороне ряд параллельно включенных каналов, стенки которых образованы большим количеством труб малого диаметра.

Движение газов может быть направлено как поперек, так и вдоль труб. Из-за большого поперечного шага ширм их коэффициент сопротивления очень мал. Поэтому во всех случаях можно свести расчет аэродинамического сопротивления ширмового пароперегревателя ($\Delta h_{\text{шм}}$, Па) к расчету сопротивления продольно-омываемого коридорного пучка труб

$$\Delta h_{\text{шм}} = \lambda \frac{l}{d_3} h_d, \quad (1.1)$$

где λ – коэффициент сопротивления трения; d_3 – эквивалентный (гидравлический) диаметр, м; l – длина труб (принимается равной высоте труб ширмового пароперегревателя), м; $h_d = \frac{\omega_r^2}{2} \rho_r$ – динамическое давление (скоростной напор), Па, определяемое по рис. 3; ω_r – средняя скорость газов, м/с; ρ_r – средняя плотность газов, кг/м³.

При этом вводится ряд упрощений. Сопротивление и самотяга ширм, расположенных на выходе из топки, вообще не учитывается, так как при малых скоростях газов и больших шагах обе величины примерно компенсируют друг друга.

Сопротивление ширм, расположенных в газоходе, учитываются при скоростях газов, больших 10 м/с.

Для упрощения вместо эквивалентного диаметра в формулу (для продольного омыывания) подставляют удвоенный шаг между ширмами ($d_3 = 2s_1$). Коэффициент сопротивления трения (λ) принимают с учетом увеличенной шероховатости, равной 0,04.

1.3. Сопротивление конвективного пароперегревателя (сопротивление поперечно-омываемого коридорного пучка труб)

Потеря давления от изменения скорости при входе в котельные пучки и при выходе из них включена в сопротивление поперечно-омываемого пучка и отдельно не учитывается.

Для расчета сопротивления поперечно-омываемого коридорного пучка труб необходимо знать среднюю скорость потока (ω_r , м/с), наружный диаметр труб (d_n , мм), среднюю температуру потока ($\vartheta_{\text{ср}}$, °С), поперечный (s_1 , мм) и продольный (s_2 , мм) шаг труб. Все перечисленные данные берутся из теплового расчета котла.

Сопротивление поперечно-омываемого пучка труб, Па, как при наличии теплообмена, так и без него выражается общей формулой

$$\Delta h_{\text{кп}} = \xi h_d, \quad (1.2)$$

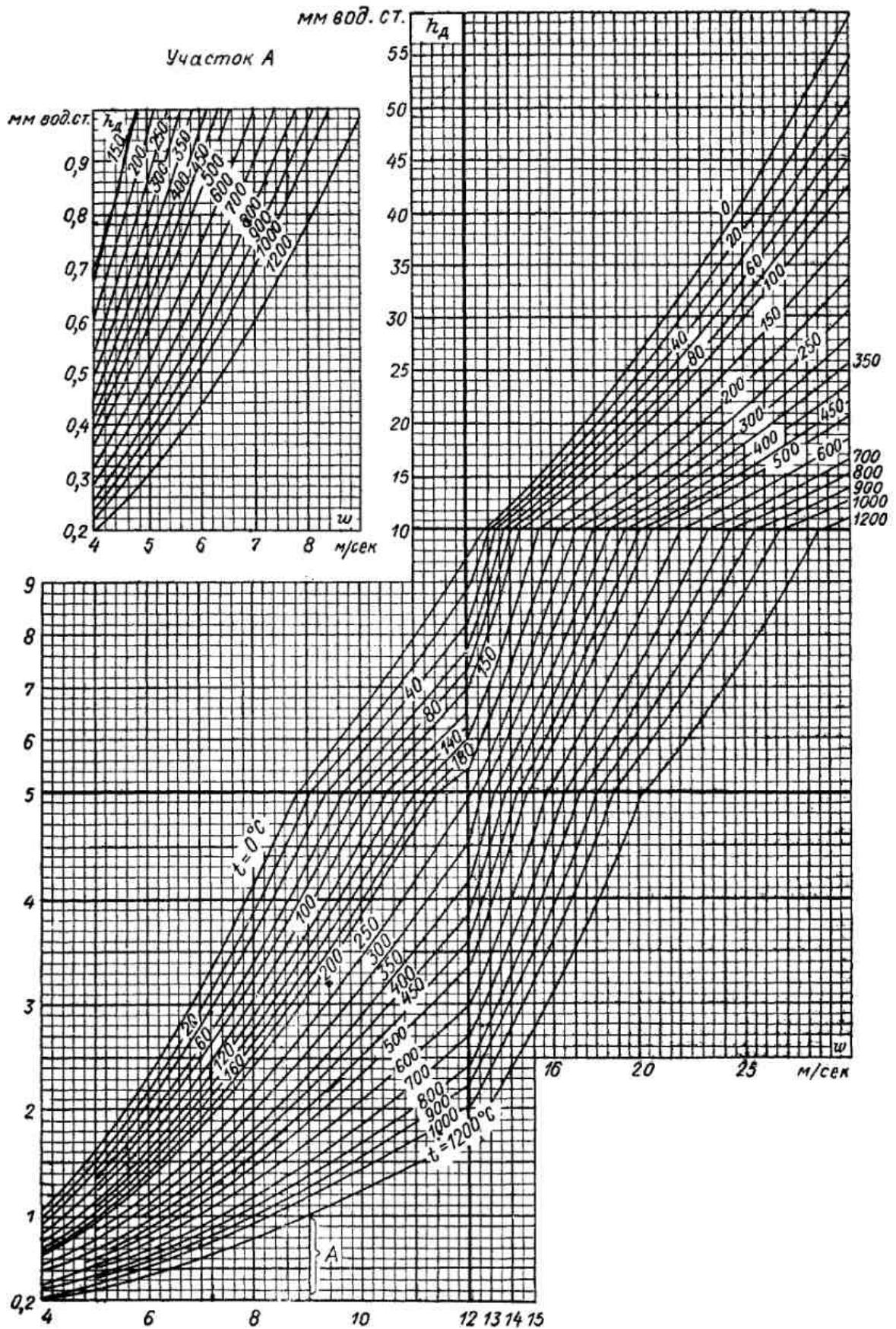


Рис. 3. Динамический напор, h_d , мм вод. ст. при 760 мм рт. ст (1 мм вод. ст. = 10 Па)

где ξ – коэффициент сопротивления; h_d – динамическое давление, Па, определяется по рис. 3 при средних значениях скорости (м/с) и температуры ($^{\circ}\text{C}$) газов в конвективной поверхности (см. табл. 1).

Значение коэффициента сопротивления ξ зависит от количества рядов и расположения труб в пучке, а также от числа Re . Коэффициент сопротивления гладкотрубного коридорного пучка определяется из выражения

$$\xi = \xi_0 z_2, \quad (1.3)$$

где z_2 – количество рядов труб по глубине пучка (см. табл. 1 или тепловой расчет котла); ξ_0 – коэффициент сопротивления, отнесенный к одному ряду пучка, зависящий от отношений $\sigma_1 = \frac{s_1}{d_n}$, $\sigma_2 = \frac{s_2}{d_n}$, $\psi = \frac{s_1 - d_n}{s_2 - d_n}$, а также от числа Re ; s_1 и s_2 – шаги труб по ширине и по глубине пучка, м; d_n – наружный диаметр труб, м.

При $\sigma_1 \leq \sigma_2$ величина ξ_0 определяется по формуле

$$\xi_0 = \xi_{гр} C_{\sigma}, \quad (1.4)$$

где величины $\xi_{гр}$ и C_{σ} определяют по рис. 4 и 5.

При $\sigma_1 > \sigma_2$ для $1 < \psi \leq 8$ величина ξ_0 определяется по формуле

$$\xi_0 = \xi_{гр} C_{\sigma} C_{Re}, \quad (1.5)$$

где величины $\xi_{гр}$, C_{σ} и C_{Re} определяют по рис. 4 и 5.

При $\sigma_1 > \sigma_2$ для $8 < \psi \leq 15$ величина ξ_0 определяется непосредственно по вспомогательному графику $\xi_{0шпр}$ (см. рис. 5) без поправочных коэффициентов – $\xi_0 = \xi_{0шпр}$.

1.4. Сопротивление водяного экономайзера (сопротивление поперечно-омываемого шахматного пучка труб)

Шахматное расположение пучков труб в основном характерно для поверхностей нагрева, расположенных в конвективной шахте котельного агрегата: водяной экономайзер, переходная зона, промежуточный пароперегреватель и др.

Расчет сопротивления шахматного поперечно-омываемого пучка, Па, при условии $0,1 < \phi < 1,7$, а также при $\sigma_1 \leq 3$ и $1,7 \leq \phi \leq 6,5$ (где $\phi = \frac{s_1 - d_n}{s'_2 - d_n}$,

$s'_2 = \sqrt{\frac{1}{4} s_1^2 + s_2^2}$; s_1 и s_2 – шаги труб по ширине и глубине пучка, м) осуществляется по выражению

$$\Delta h_{вэк} = \Delta h_{гр} C_s C_d (z_2 + 1), \quad (1.6)$$

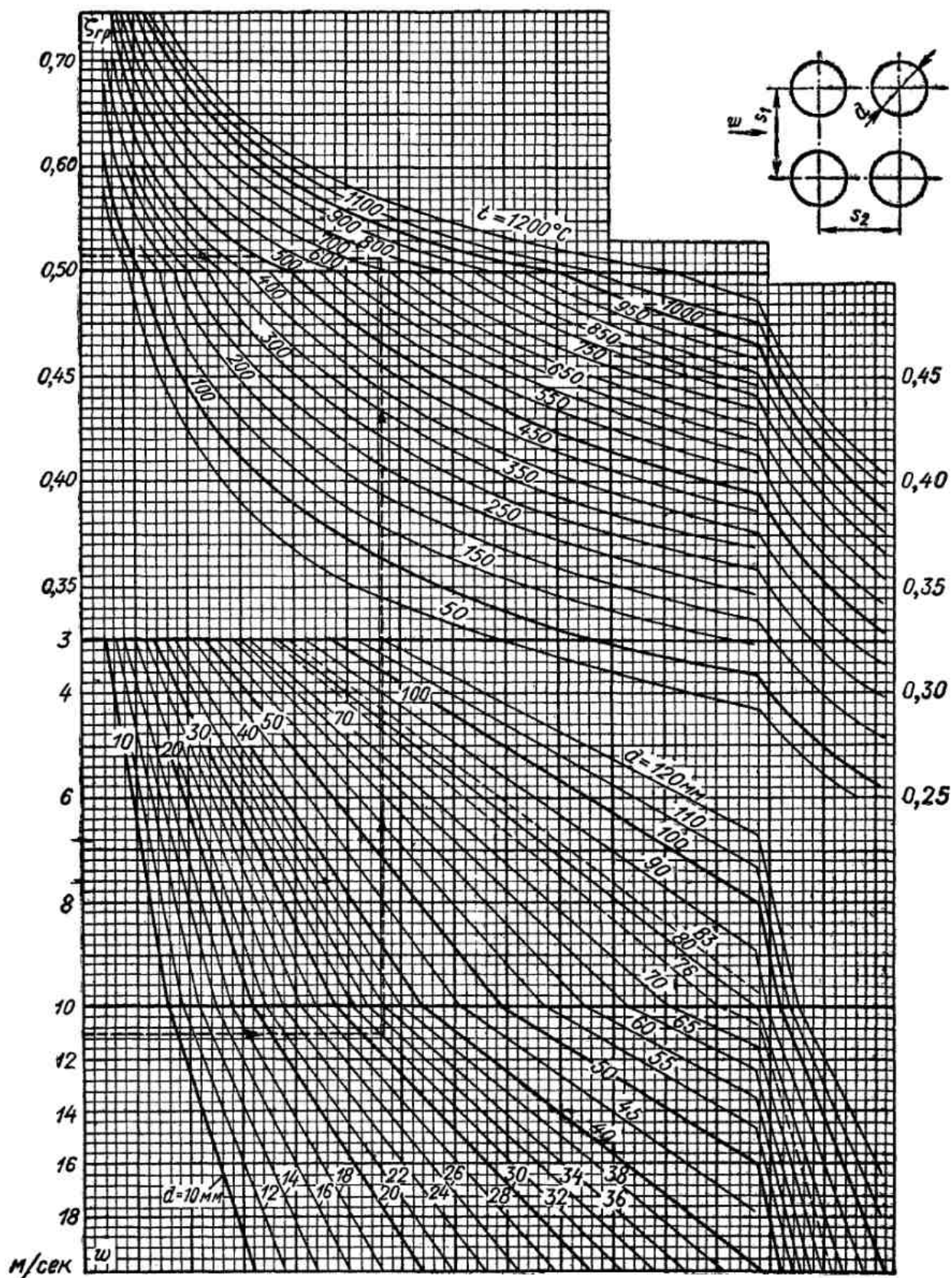


Рис. 4. Коэффициент сопротивления коридорных гладкотрубных пучков при поперечном омывании

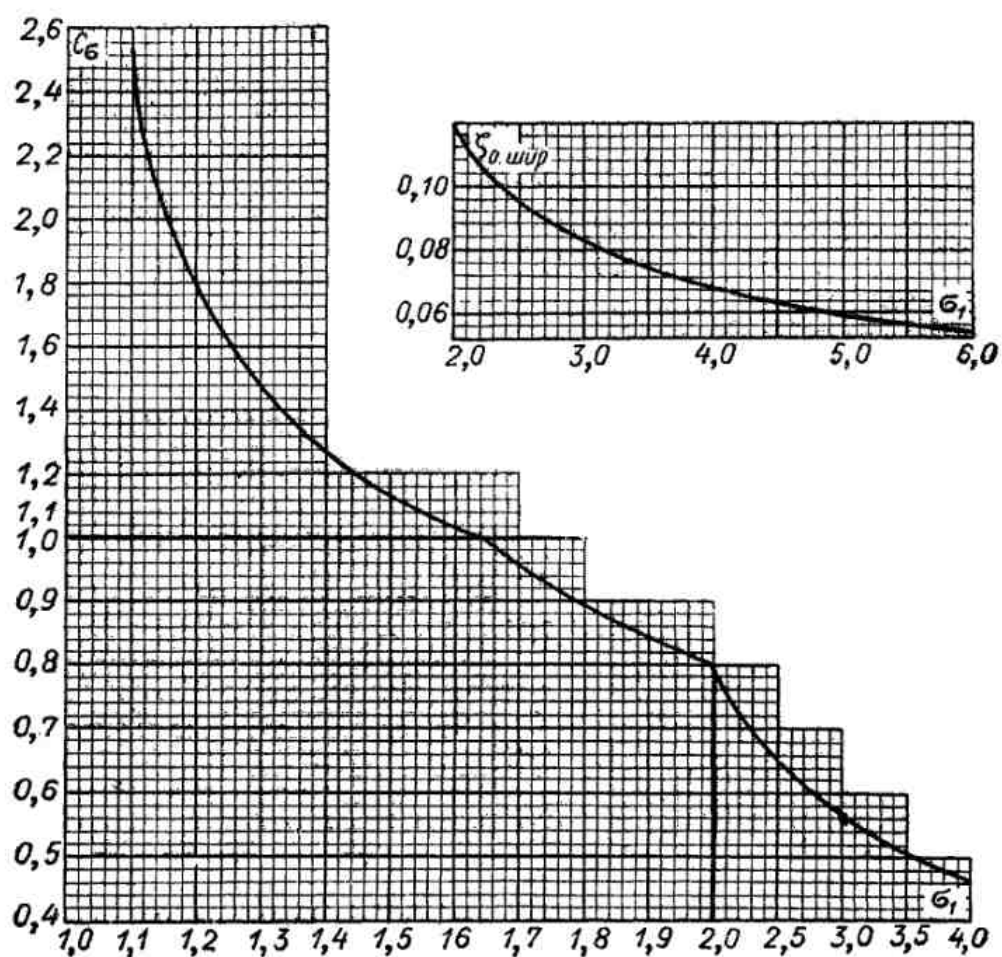
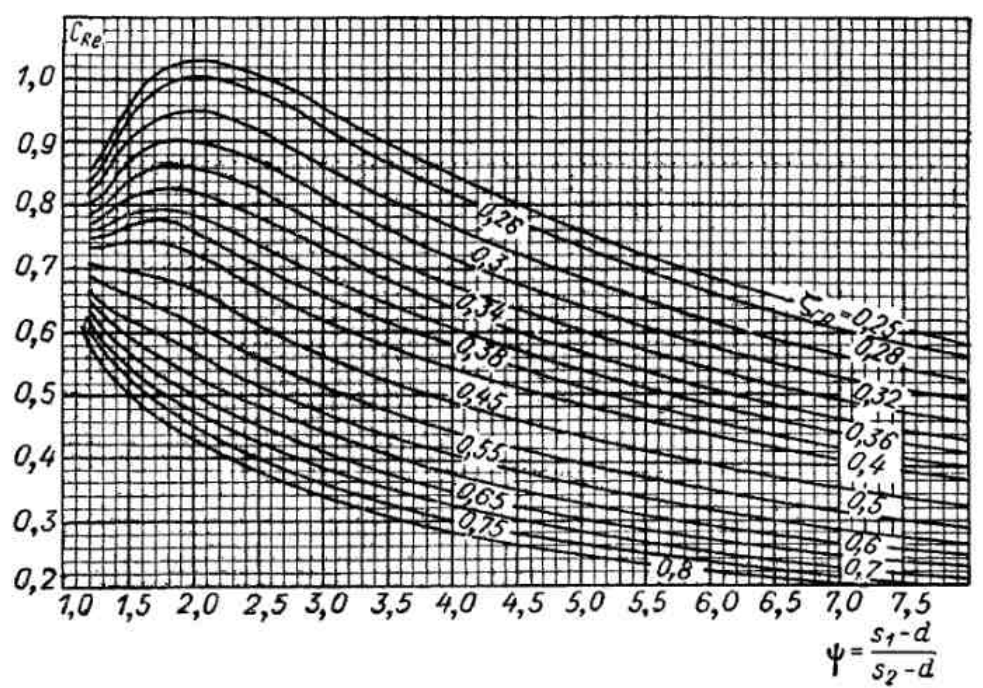


Рис. 5. Значения поправочных коэффициентов к определению коэффициента сопротивления коридорных гладкотрубных пучков при поперечном омывании

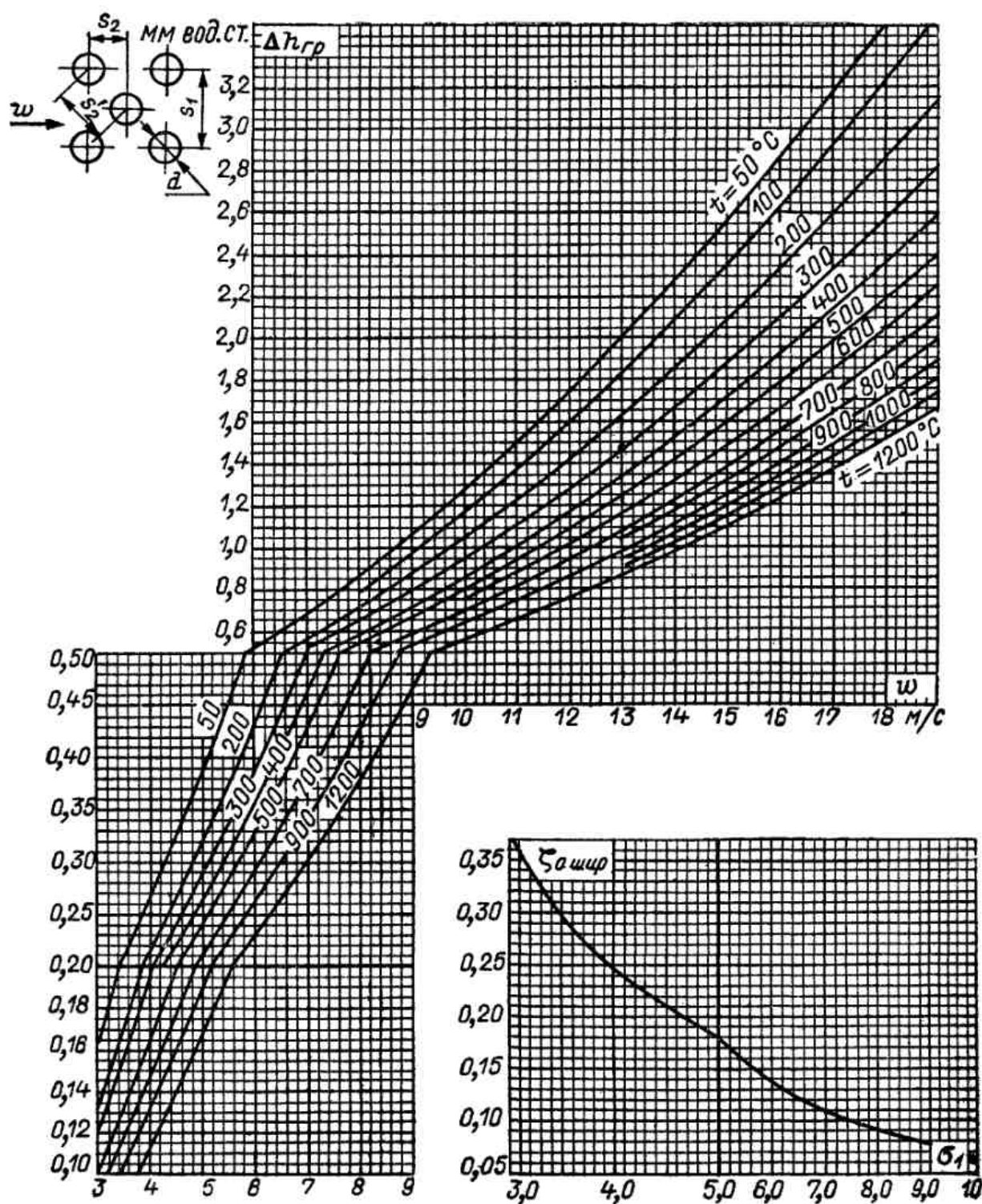


Рис. 6. Сопротивление шахматных гладкотрубных пучков при поперечном омывании (1 мм вод. ст. = 10 Па)

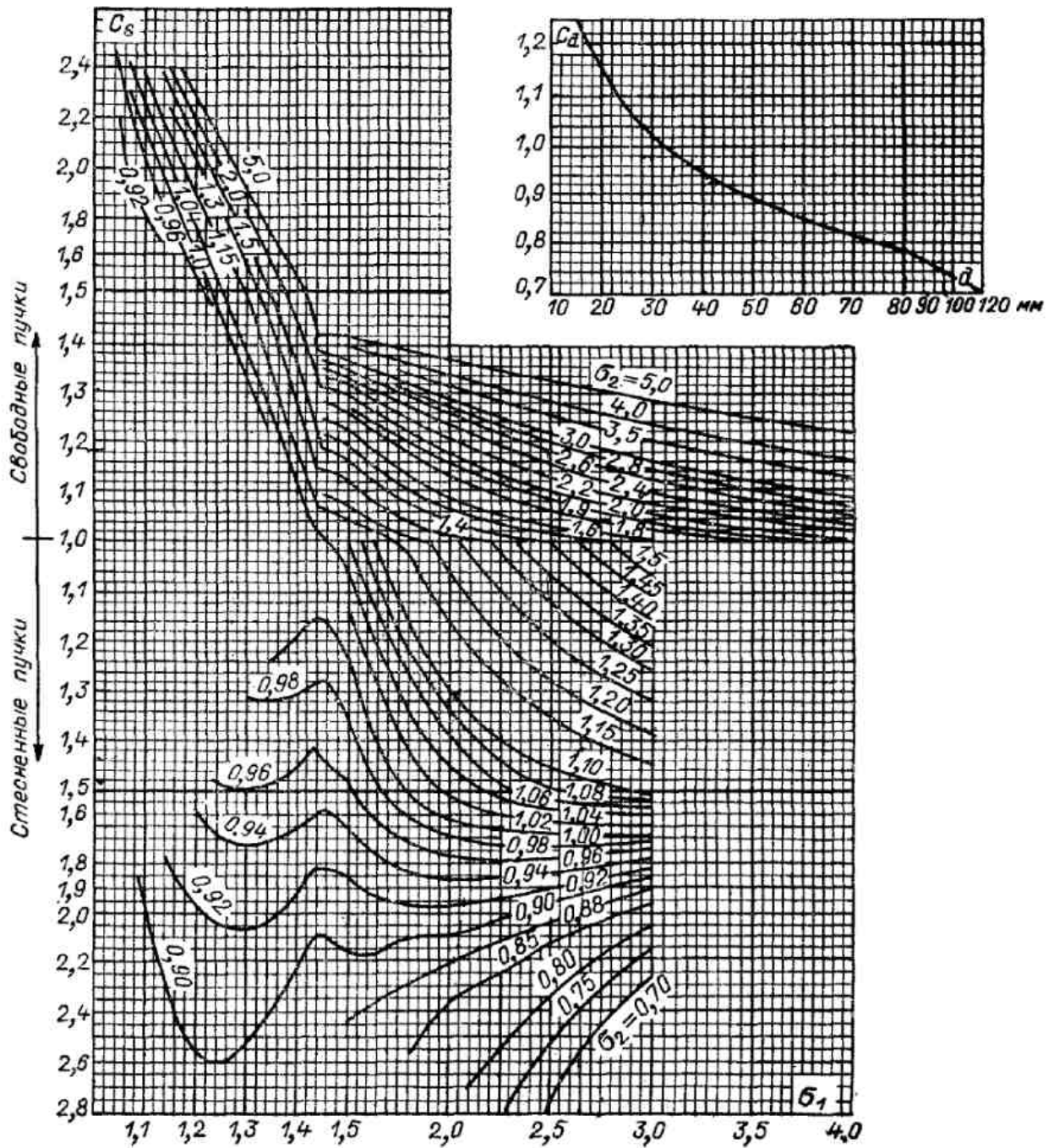


Рис. 7. Поправочные коэффициенты к определению сопротивления шахматных гладкотрубных пучков при поперечном омывании

где $\Delta h_{\text{тр}}$ – сопротивление одного ряда труб шахматных пучков, Па, определяется по рис. 6 в зависимости от средних значений скорости (м/с) и температуры ($^{\circ}\text{C}$) газов в поверхности (см. табл. 1); C_s – коэффициент формы шах-

матного пучка, определяется по рис. 7; $\sigma_1 = \frac{s_1}{d_n}$, $\sigma_2 = \frac{s_2}{d_n}$; C_d – поправка на наружный диаметр труб (d_n , м), определяется по рис. 7.

При $\phi > 1,7$ и $3 < \sigma_1 \leq 10$ расчет сопротивления шахматного поперечно-омываемого пучка, Па, выполняется по формуле

$$\Delta h_{\text{вэк}} = \xi_{0\text{шир}} h_d (z_2 + 1), \quad (1.7)$$

где $\xi_{0\text{шир}}$ – коэффициент сопротивления одного ряда труб, определяется по рис. 6 в зависимости от величины σ_1 ; h_d – динамическое давление, Па, определяется по рис. 3 при средних значениях скорости (м/с) и температуры ($^{\circ}\text{C}$) газов в расчетной ступени водяного экономайзера (см. табл. 1).

1.5. Сопротивление чугунного ребристого водяного экономайзера

Для типового чугунного экономайзера ВТИ, а также для ранее выпускавшихся экономайзеров ЦККБ (теперь ЦКТИ) с круглыми ребрами принимается в расчетах коэффициент сопротивления равным $\xi = 0,5z_2$, где z_2 – число рядов труб по ходу газов.

Тогда сопротивление (Па) чугунного ребристого экономайзера определяется по выражению:

$$\Delta h_{\text{вэк}} = \xi h_d, \quad (1.8)$$

где h_d – динамическое давление, Па, определяется по рис. 3 при средних значениях скорости (м/с) и температуры ($^{\circ}\text{C}$) газов в расчетной ступени водяного экономайзера (см. табл. 1).

В случае применения нестандартных водяных экономайзеров для определения их сопротивления следует обращаться к Нормативному методу расчета [1].

1.6. Сопротивление трубчатого воздухоподогревателя

Сопротивление трубчатых воздухоподогревателей определяется с учетом следующих указаний.

Как правило, дымовые газы в трубчатых воздухоподогревателях движутся внутри труб. Газовое сопротивление воздухоподогревателя складывается из сопротивления трения в трубах ($\Delta h_{\text{тр}}$, Па) и сопротивления входа в трубы и выхода из них ($\Delta h_{\text{изм}}$, Па).

Из теплового расчета котла для определения сопротивления трубчатого воздухоподогревателя используются: средняя скорость газов в трубах w_r ,

м/с, средняя температура газов $\vartheta_{\text{ср}}$, °С, внутренний диаметр трубок $d_{\text{вн}}$, м, суммарная площадь сечения труб $F_{\text{м}} = \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} z_{\text{тр}}$, м², площадь живого сечения газохода до и после воздухоподогревателя $F_{\text{г}} = a_{\text{ш}} b_{\text{т}}$, м², и высота пакета $h_{\text{вп}}$, м, где $z_{\text{тр}}$ – полное число труб воздухоподогревателя для прохода газа (см. тепловой расчет котла); $a_{\text{ш}}$, $b_{\text{т}}$ – соответственно ширина конвективной шахты и ширина котла (см. чертеж котла).

Сопротивление трения, Па, в трубах воздухоподогревателя определяется по формуле

$$\Delta h_{\text{тр}} = C_{\text{ш}} \Delta h'_{\text{тр}} h_{\text{вп}}, \quad (1.9)$$

где $\Delta h'_{\text{тр}}$ – потеря давления в трубах трубчатых воздухоподогревателей, Па, находится по рис. 8 в зависимости от средней температуры газов, $\vartheta_{\text{ср}}$, °С и средней скорости газов $\omega_{\text{г}}$, м/с; $C_{\text{ш}}$ – поправка на внутренний диаметр трубок (рис. 8), определяется по $d_{\text{вн}}$, м, и коэффициенту шероховатости k , значение последнего принимается по табл. 2.

Таблица 2

Значение абсолютной шероховатости k , рекомендуемые для расчета различных каналов

Тип канала	Значение абсолютной шероховатости
Трубчатые воздухоподогреватели из сварных труб, пластинчатые воздухоподогреватели, цельнотянутые трубы котельных поверхностей (наружные стенки) и специальные воздухоподогреватели (с учетом загрязнения)	0,2
Газо- и воздухопроводы из листовой стали (с учетом сварных стыков)	0,4
Чугунные трубы и плиты	0,8
Сильно заржавленные стальные трубы	0,7
Кирпичная кладка на цементном растворе	в среднем 2,5 (от 0,8 до 9)
Бетонированные каналы	в среднем 2,5
Стеклянные трубы	0,0015–0,01 (в среднем 0,005)

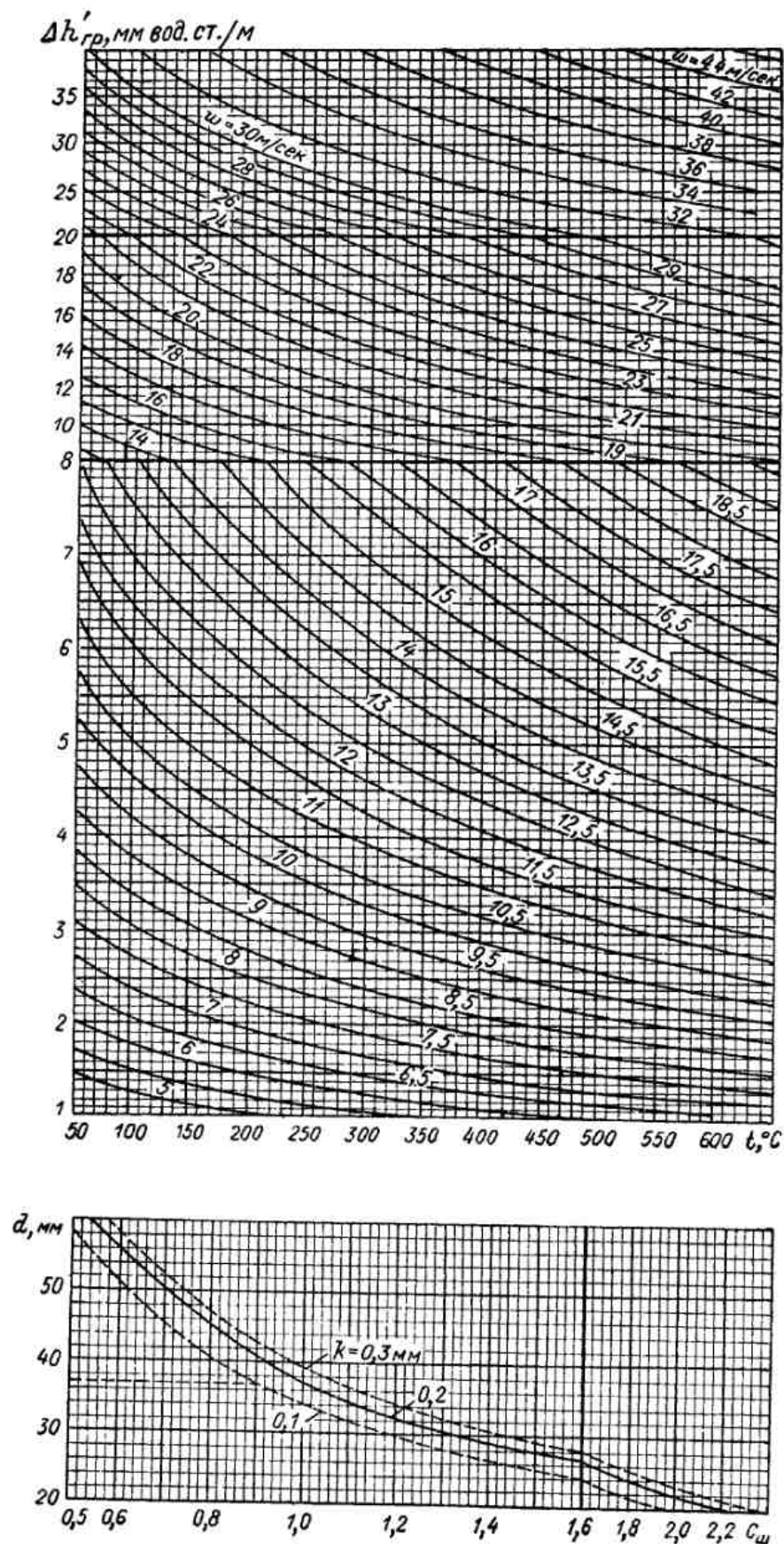


Рис. 8. Потеря давления в трубах (щелях) трубчатых и пластинчатых воздухоподогревателей (1 мм вод. ст. = 10 Па)

Сопротивление, вызванное изменением скоростей газов при входе и выходе из воздухоподогревателя, Па, рассчитывается по формуле

$$\Delta h_{\text{изм}} = m(\xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{вых}})h_d, \quad (1.10)$$

где m — количество последовательно расположенных по ходу газов отдельных кубов (при числе ходов $z_{\text{ход}} = 1$ или 2 $m = z_{\text{ход}}$, при $z_{\text{ход}} = 3$ или 4 $m = z_{\text{ход}} - 1$, где $z_{\text{ход}}$ — число ходов (кубов) воздухоподогревателя (см. тепловой расчет котла)); $\xi_{\text{вх}}$ и $\xi_{\text{вых}}$ — сопротивления входа в воздухоподогреватель и выхода из него, определяются по рис. 9 в зависимости от отношения суммарной площади живого сечения труб (F_m , м²), к площади живого сечения газопотока до и после воздухоподогревателя (F_6 , м²).

Отношение F_m/F_6 может также рассчитываться по приближенной формуле

$$\frac{F_m}{F_6} = \frac{0,785d_{\text{вп}}^2}{s_1 s_2}, \quad (1.11)$$

где s_1 и s_2 — шаги труб в пучке по ширине и его глубине.

Суммарное сопротивление ступени воздухоподогревателя $\Delta h_{\text{взп}}$, Па, определяется по формуле

$$\Delta h_{\text{взп}} = \Delta h_{\text{тр}} + \Delta h_{\text{изм}}, \quad (1.12)$$

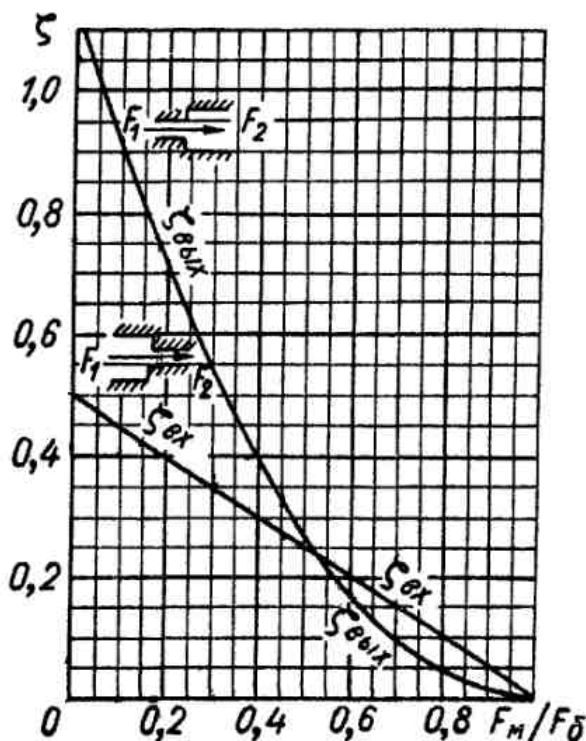


Рис. 9. Коэффициенты сопротивления при внезапном изменении сечения: F_m , F_6 — меньшее и большее сечения канала

1.7. Сопротивление регенеративного воздухоподогревателя

Сопротивление регенеративных воздухоподогревателей, Па, можно подсчитать по общей формуле:

$$\Delta h_{\text{рвп}} = k \lambda \frac{l}{d_3} h_d, \quad (1.13)$$

где k – поправочный коэффициент, учитывающий сопротивление входа в каналы набивки и выхода из них, а также изменение скорости в крышке воздухоподогревателя. Для все топлив, кроме мазута, можно принимать $k = 1$. При сжигании мазута $k = 1,1$.

Коэффициент сопротивления трения в канале набивки λ находится по рис. 10, а необходимые для расчета конструктивные размеры набивки и ее характеристики по рис. 11. Там представлены значения a и b – высота шероховатости в свету, s_1 – среднее для обоих методов расстояние между волнами по направлению потока среды, мм, и приведена безразмерная характеристика условной шероховатости каналов:

$$\bar{k} = \frac{a + b}{s_1}. \quad (1.14)$$

Безразмерный критерий Рейнольдса определяется по формуле

$$\text{Re} = \frac{\omega_r d_3}{\nu_r}, \quad (1.15)$$

где ω_r – скорость газов в воздухоподогревателе, м/с; d_3 – эквивалентный диаметр, м, (см. рис. 11 в зависимости от конструкции набивки); ν_r – кинематическая вязкость газов, м²/с, (см. табл. 3).

В формуле (1.13) l – величина набивки воздухоподогревателя, м; h_d – динамический напор, Па, значение которого определяется из рис. 3 по скорости ω_r , м/с и средней температуре газов $\vartheta_{\text{ср}}$, °С в регенеративном воздухоподогревателе (см. тепловой расчет котла).

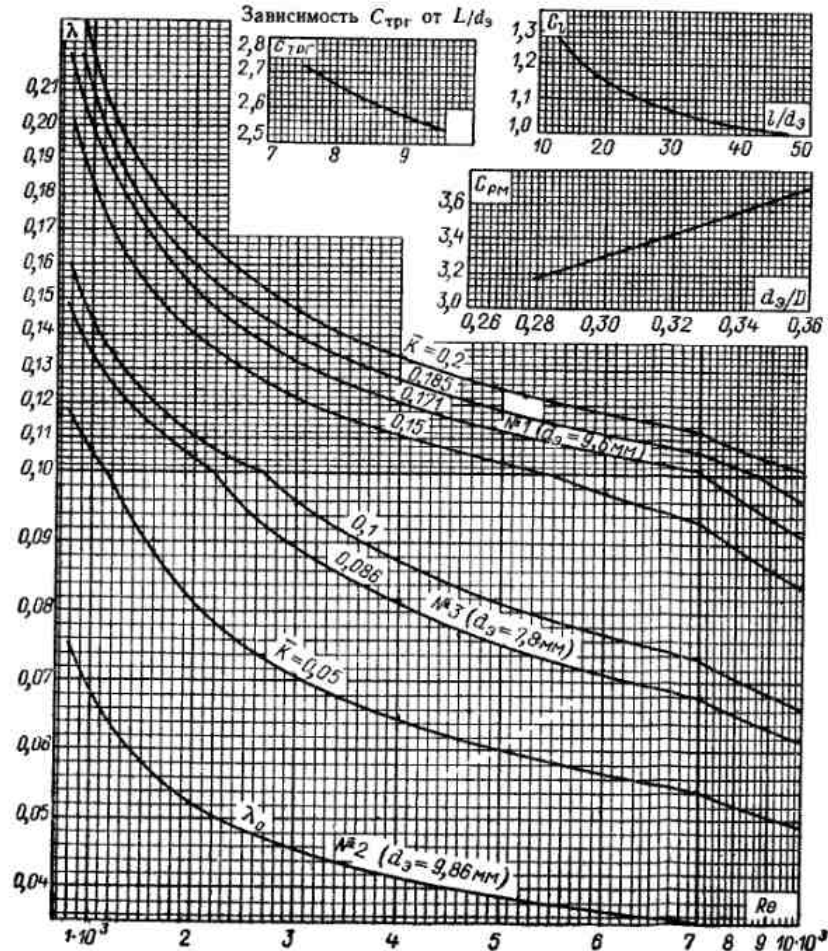
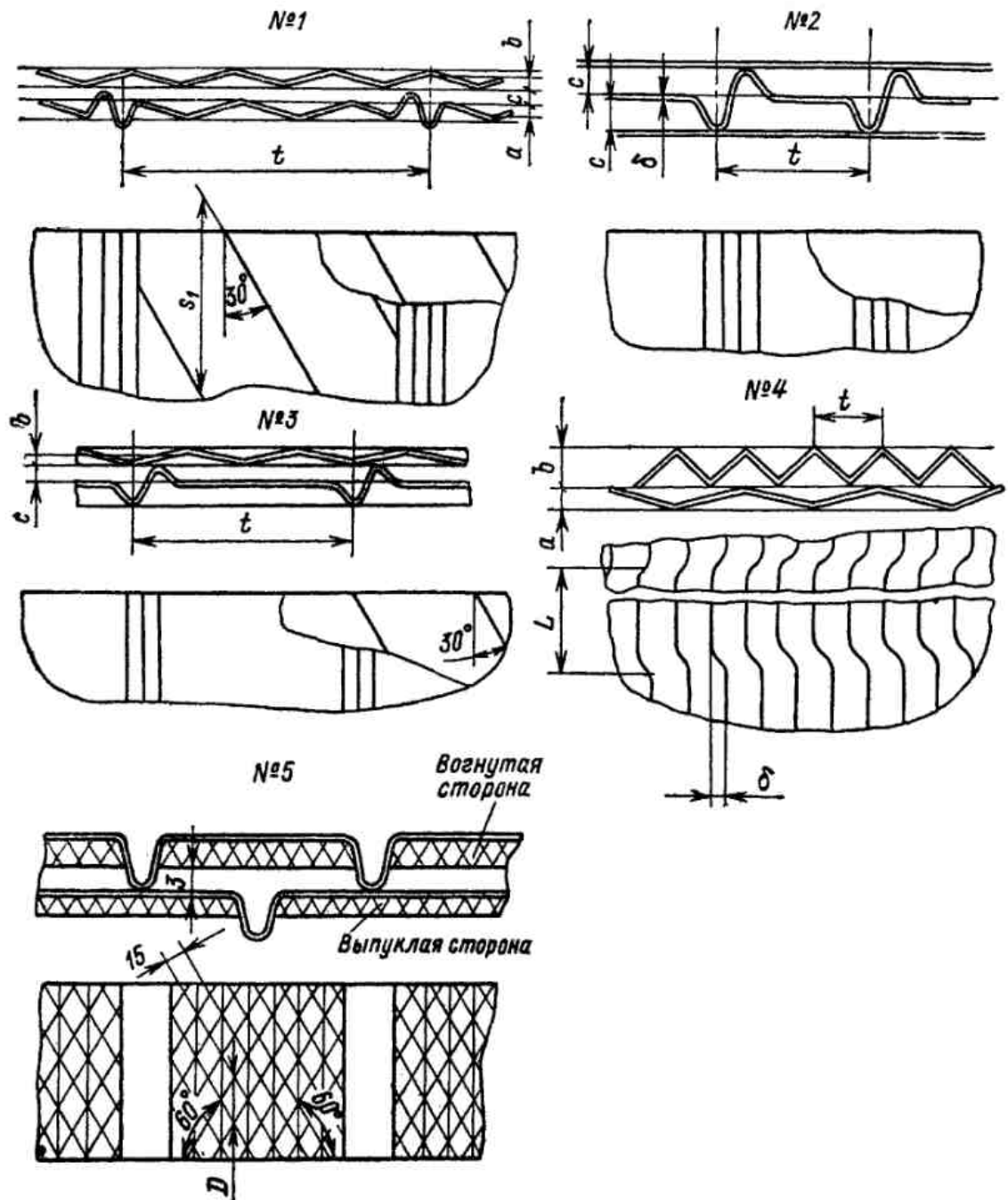


Рис. 10. Коэффициент сопротивления трения в каналах регенеративных воздухоподогревателей. Для каналов образованных волнистыми листами или гладким и волнистым, λ принимается по основному графику без поправок; для каналов из гладких листов $\lambda = C_l \lambda_0$; для каналов треугольного сечения $\lambda = C_{\text{тр}} \lambda_0$; для каналов, образованных набивкой из ромбических элементов, $\lambda = C_{\text{рм}} \lambda_0$. Конструктивные характеристики набивок №1–3 см. рис. 11, $\bar{k}$ = условная шероховатость

Таблица 3

Коэффициент кинематической вязкости дымовых газов
среднего состава при нормальном давлении

Температура, °C	$\nu_r \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Температура, °C	$\nu_r \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$
0	11,9	900	146
100	20,8	1000	167
200	31,6	1100	188
300	48,9	1200	211
400	57,8	1300	234
500	73,0	1400	258
600	89,4	1500	282
700	107	1600	307
800	126	1700	332



Набивка	a , мм	b , мм	c , мм	$(a+b)$, мм	s_1 , мм	$k = \frac{a+b}{s_1}$	d_3 , мм	t , мм
№1	2,4	2,4	3,0	5,24	30,5	0,171	9,6	76
№2	—	—	4,5	—	—	—	9,2	—
№3	—	2,4	—	2,6	30,5	0,086	7,8	—
№4	2,4	6,0	—	8,8	$L = 50$	$b = 2$ мм	6,7	—
№5	—	—	3,0	—	$D = 30$	—	—	—

Рис. 11. Схемы набивок регенеративных вращающихся воздухоподогревателей

1.8. Сопротивление газоходов

Расчет сопротивления газоходов, как правило, выполняют отдельно для участков «топка–золоуловитель» ($\Delta h_{\text{гх}}^{\text{т-зу}}$, Па) и «золоуловитель–дымовая труба» ($\Delta h_{\text{гх}}^{\text{зу-дт}}$, Па) (см. рис. 2).

Суммарное сопротивление на произвольном i -том участке газового тракта складывается из суммы местных сопротивлений ($\sum_{j=1}^n \Delta h_{\text{м}j}$, Па) и сопротивления трения ($\Delta h_{\text{тр}}$, Па), вычисленного по выпрямленной длине этого участка.

$$\Delta h_{\text{гх}}^i = \sum_{j=1}^n \Delta h_{\text{м}j}^i + \Delta h_{\text{тр}}^i. \quad (1.16)$$

1.8.1. Местные сопротивления

К местным сопротивлениям относятся сопротивления на поворотах из топки в газоход и из газохода в газоход, при резком изменении сечения, при входе в дымовую трубу и т. д. (см. рис. 2).

Произвольное местное сопротивление, Па, рассчитывается по формуле:

$$\Delta h_{\text{м}} = \xi_{\text{м}} h_{\text{д}}, \quad (1.17)$$

где $\xi_{\text{м}}$ – величина коэффициента местного сопротивления, принимается в зависимости от типа местного сопротивления, так:

при повороте на 180° $\xi_{\text{м}} = 2,0$;

при повороте на 90° $\xi_{\text{м}} = 1,0$;

при повороте на 45° $\xi_{\text{м}} = 0,5$.

Коэффициенты сопротивления входов в дымовую трубу принимают следующие:

при плавном входе в трубу $\xi_{\text{м}} = 0,9$;

при перпендикулярном подводе $\xi_{\text{м}} = 1,4$ (можно принимать и промежуточные значения).

При определении динамического напора, $h_{\text{д}}$, Па, по рис. 3 скорость газов $\omega_{\text{г}}$, м/с, принимается равной скорости на входе в местное сопротивление. Аналогично принимается и температура газов, $\vartheta_{\text{г}}$, $^\circ\text{C}$.

При известной площади живого сечения местного сопротивления значение скорости газов на входе в местное сопротивление, м/с, определяется по формуле

$$\omega_r = \frac{B_p V_r (\vartheta_r + 273)}{273 f_r}, \quad (1.18)$$

где B_p – расчетный расход топлива, кг/с; V_r – объем газов в расчетном сечении, м³/кг; ϑ_r – температура газов в расчетном сечении, °С (все вышеуказанные величины принимаются из теплового расчета котла); f_r – площадь живого сечения местного сопротивления, м² (см. расчетную схему газового тракта котла, рис. 2).

Если отсутствует возможность определения площади живого сечения местного сопротивления, то в упрощенных расчетах можно принять скорость газов равной $\omega_r = 10\text{--}15$ м/с.

Найденные местные сопротивления далее суммируются по принадлежности к каждому из ранее отмеченных двух участков «топка–золоуловитель»

$$\left(\sum_{j=1}^n \Delta h_{mj}^{\text{т-зу}}, \text{ Па} \right) \text{ и «золоуловитель–дымовая труба» } \left(\sum_{j=1}^n \Delta h_{mj}^{\text{зу-дт}}, \text{ Па} \right)$$

1.8.2. Сопротивление трения

Сопротивление трения возникает при движении потока в газопроводах. В обычных аэродинамических расчетах можно не учитывать поправку на теплообмен.

Для выполнения расчета должна быть составлена схема газоходов с указанием длины участков, их сечения, материала изготовления стенок, наличия поворотов, сужения и т.д. Также должна быть подсчитана скорость газов на всех участках при известной температуре газов. Скорость газов в газопроводах может быть найдена по уравнению (1.18), если отсутствуют размеры газохода, то скорость газа можно принять $\omega_r = 10\text{--}15$ м/с.

Сопротивление трения в i -том участке газохода, Па, определяется по формуле

$$\Delta h_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d_3} h_d, \quad (1.19)$$

где d_3 – эквивалентный диаметр газохода, м, подсчитывается следующим образом:

для газоходов прямоугольного сечения

$$d_3 = \frac{2ab}{a+b}, \quad (1.20)$$

где a и b – размеры сторон газохода прямоугольного сечения, м;

для газоходов круглого сечения d_3 принимается равным диаметру ка-

нала;

для газохода прямоугольного сечения с расположенным внутри пучком труб, омываемых продольным потоком газа

$$d_3 = \frac{4(abz \frac{\pi}{4} d_n^2)}{2(a+b) + z\pi d_n}, \quad (1.21)$$

где z – полное количество труб в газоходе; d_n – наружный диаметр труб, м; a и b – размеры газохода, м; l – длина газохода, м; λ – коэффициент сопротивления, который выбирается в зависимости от числа $Re = \frac{\omega_r d_3}{\nu_r}$ и отноше-

ния $\frac{d_3}{k}$ по рис. 12. Здесь величину коэффициента кинематической вязкости ν_r определяют по табл. 3, а величину абсолютной шероховатости k по табл. 2. Однако, если скорость газов в газопроводах и протяженность последних невелики ($\omega_r \leq 15$ м/с, $l \leq 100$ м), значения коэффициента λ для стальных нефутерованных газопроводов принимается $\lambda = 0,02$, а для стальных футерованных, кирпичных или бетонных каналов при $d_3 \geq 0,9$ м $\lambda = 0,03$, при $d_3 < 0,9$ м $\lambda = 0,04$.

Если длины по участкам газохода не заданы, то ориентировочно их значения можно определить по формулам, м:

на участке от котла до золоуловителя

$$l_{\text{к-зу}} = \frac{D_{\text{пе}}}{(1,28 + 0,0083 D_{\text{пе}})}, \quad (1.22)$$

на участке от золоуловителя до дымовой трубы

$$l_{\text{зу-дт}} = \frac{D_{\text{пе}}}{(1 + 0,007 D_{\text{пе}})}, \quad (1.23)$$

где $D_{\text{пе}}$ – паропроизводительность котла, кг/с.

Величина h_d в формуле (1.19) – динамический напор, Па, принимается по рис. 3 в зависимости от значений скорости газов ω_r , м/с и температуры газов на расчетном участке ϑ_r , °С. Температура газов на участке от котла до золоуловителя принимается равной температуре уходящих газов (за воздухоподогревателем), на участке от золоуловителя до дымовой трубы температура газов принимается равной температуре газов у дымососа, ϑ_d , °С, которая рассчитывается по формуле

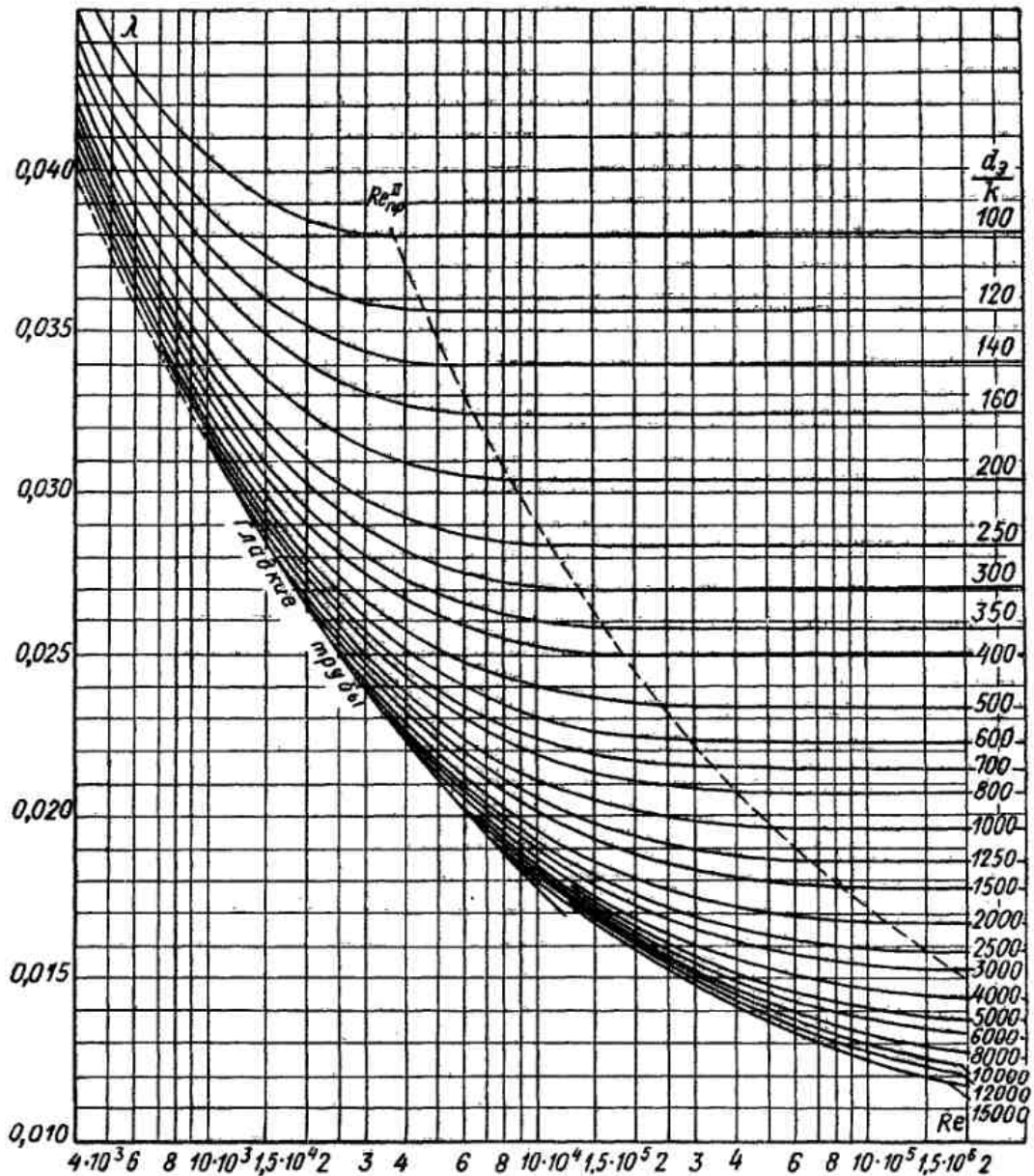


Рис. 12. Зависимость коэффициента сопротивления λ от числа Re и относительной шероховатости: $Re_{пр}^{II}$ – предельные значения числа Re , характеризующие начало области квадратичного закона сопротивления

$$\vartheta_{\text{д}} = \frac{\alpha_{\text{yx}} \vartheta_{\text{yx}} + \Delta\alpha t_{\text{хв}}}{\alpha_{\text{yx}} + \Delta\alpha}, \quad (1.24)$$

где ϑ_{yx} , $t_{\text{хв}}$ – соответственно температура уходящих газов и холодного воздуха, °C; α_{yx} – коэффициент избытка воздуха уходящих газов (за воздухоподогревателем); $\Delta\alpha$ – присосы воздуха в газоход на участке между воздухоподогревателем и дымососом (принимаются в расчетах $\Delta\alpha = 0,01$ на каждые

10 м стальных газопроводов и $\Delta\alpha = 0,05$ на каждые 10 м кирпичных борозов). Длина всего участка «воздухоподогреватель–дымосос» $l_{к-д}$, м, определяется ориентировочно по формуле

$$l_{к-д} = l_{к-зу} + 0,35l_{зу-дт}. \quad (1.25)$$

Соответственно длина участка газохода «дымосос–дымовая труба», м, определяется как $l_{д-дт} = 0,65l_{зу-дт}$.

1.9. Гидравлическое сопротивление золоуловителя

Сопротивление золоуловителей зависит от их типа, конструкции, режима работы и схемы подключения. К числу основных типов золоуловителей, используемых на современных тепловых электростанциях и имеющих разную степень очистки относятся: инерционные механические золоуловители (батарейные циклоны) – 95–96 %, мокروطручковые золоуловители (скрубберы) – 97–98 % и электрофильтры – 99,99 %.

Электрофильтры проектируются на низкие скорости газового потока (~ 1 м/с), поэтому основное падение давления в золоулавливающей установке приходится на установленные на входе газораспределительные устройства. Значения сопротивления электрофильтров приведены ниже и даются с учетом падения давления в газораспределительных устройствах:

для унифицированных горизонтальных электрофильтров УГ-2 (см. рис. 13) и УГ-3-Э (см. рис. 14) $\Delta h_{з\phi}$ до 200 Па;

для электрофильтров ДВПН (см. рис. 15) – $\Delta h_{з\phi} = 150$ Па.

Суммарное сопротивление $\Delta h_{з\phi}$ двухступенчатых комбинированных золоуловителей типа ДВПН с БЦ составляет 600–800 Па.

Расчет сопротивления, Па, механических инерционных золоуловителей и скрубберов различных конструкций производят по формуле:

$$\Delta h_{з\phi} = \xi_p h_d, \quad (1.26)$$

где $\xi_p = k_1 \xi$ – общий коэффициент сопротивления инерционных (механических) золоуловителей; k_1 – коэффициент, учитывающий запыленность потока (см. табл. 4), запыленность потока принимается равной концентрации золовых частиц $\mu_{зд}$ в дымовых газах за воздухоподогревателем (см. тепловой расчет котла); ξ – коэффициент сопротивления эталонного циклона при продувке чистым воздухом, принимается по табл. 5 и 6; h_d – динамический напор, Па, определяется по рис. 3 при скорости газов в золоуловителе $\omega_r = 20$ –25 м/с и температуре уходящих газов ϑ_{yx} , °С.

Таблица 4

Значение коэффициента, учитывающего запыленность потока

Запыленность, г/м ³	0	10	20	40	80
k_1	1,00	0,95	0,93	0,92	0,9

Таблица 5

Коэффициенты сопротивления батарейных циклонов (рис. 16)

Батарейный циклон	Коэффициент сопротивления, ξ
С полуулиточным закручивателем потока типа «энергоуголь»	110
С закручивающими лопатками с безударным входом	65
БЦРН	80
Конструкции ЦКТИ с элементами диаметром 500 мм с четырехзаходным закручивателем потока	130
С элементами, имеющими лопаточный аппарат типа «Розетка»	90
То же, с элементами, имеющими двухходовые закручивающие витки типа «винт»	85

Таблица 6

Коэффициенты сопротивления циклонов (рис. 17)

Тип циклона	ЦН-11	ЦН-15	ЦН-24	ЦКТИ	ЦМС-27	Д-49
Коэффициент сопротивления, ξ	245	155	75	100	45	33

Коэффициент сопротивления мокрого прямоточного скруббера ЦС-ВТИ (см. рис. 18), отнесенный к скоростному напору во входном патрубке скруббера, зависит от диаметра и выбирается по таблице 7.

Таблица 7

Коэффициент сопротивления мокрого прямоточного скруббера ЦС-ВТИ

Диаметр скруббера, м	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6
Коэффициент сопротивления, ξ	3,4	3	2,9	2,8	2,7	2,6

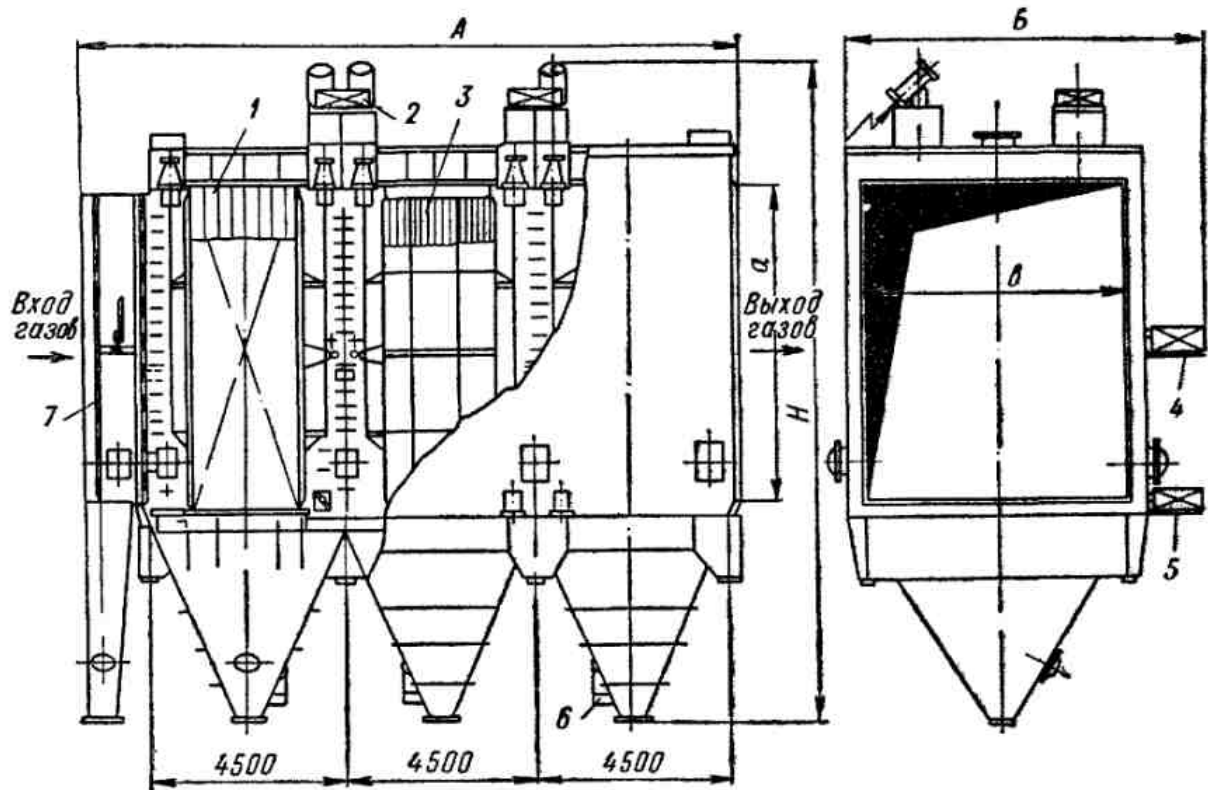


Рис. 13. Электрофильтр типа УГ-2: 1 – осадительные электроды; 2 – привод встряхивания коронирующих электродов; 3 – коронирующие электроды; 4 – привод встряхивания газораспределительной решетки; 5 – привод встряхивания осадительных электродов; 6 – вибровстряхивание бункеров; 7 – газораспределительная решетка

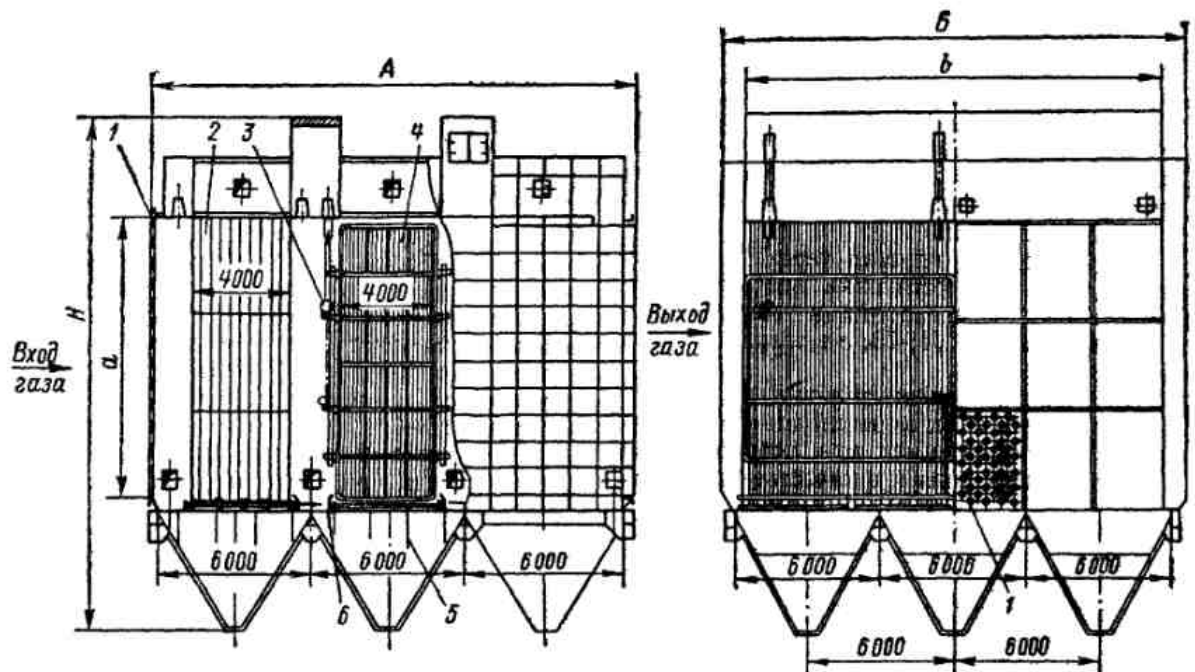


Рис. 14. Электрофильтр типа УГ-3-Э: 1 – газораспределительная решетка; 2 – осадительный электрод; 3 – встряхивающее устройство коронирующих электродов; 4 – коронирующий игольчатый электрод; 5 – поперечный лист для предотвращения перетока газов; 6 – встряхивающее устройство осадительных электродов

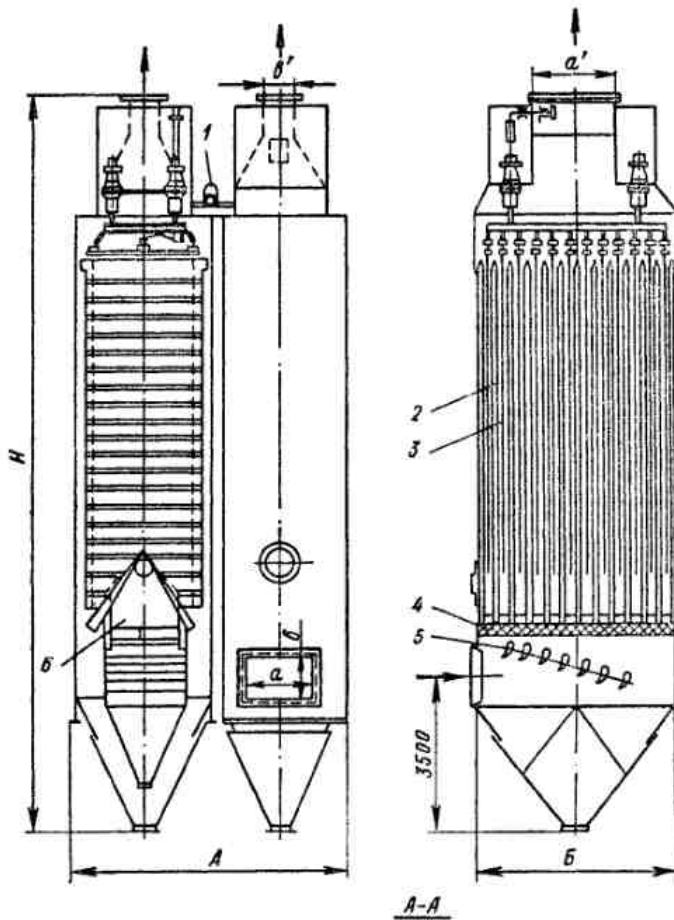


Рис. 15. Электрофильтр типа ДВПН: 1 – механизм встряхивания; 2 – осадительные электроды; 3 – коронирующие электроды; 4 – распределитель газа; 5 – направляющие лопатки; 6 – желоб осадительных электродов

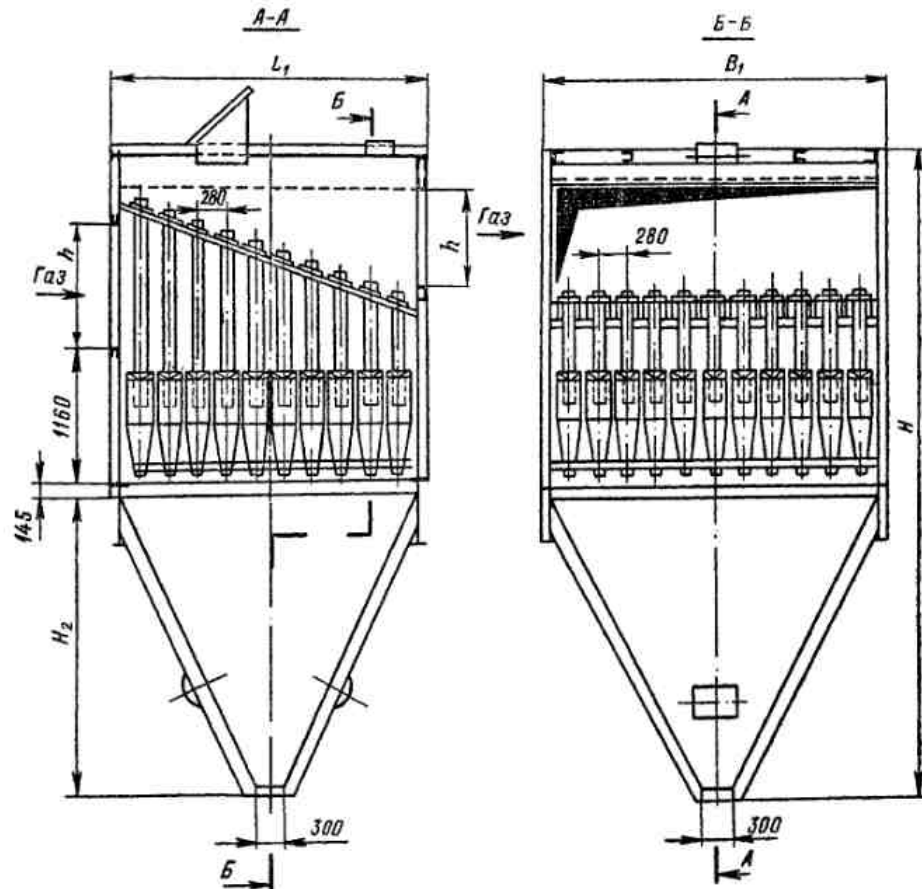


Рис. 16. Батарейный циклон для котлов 25–320 т/ч

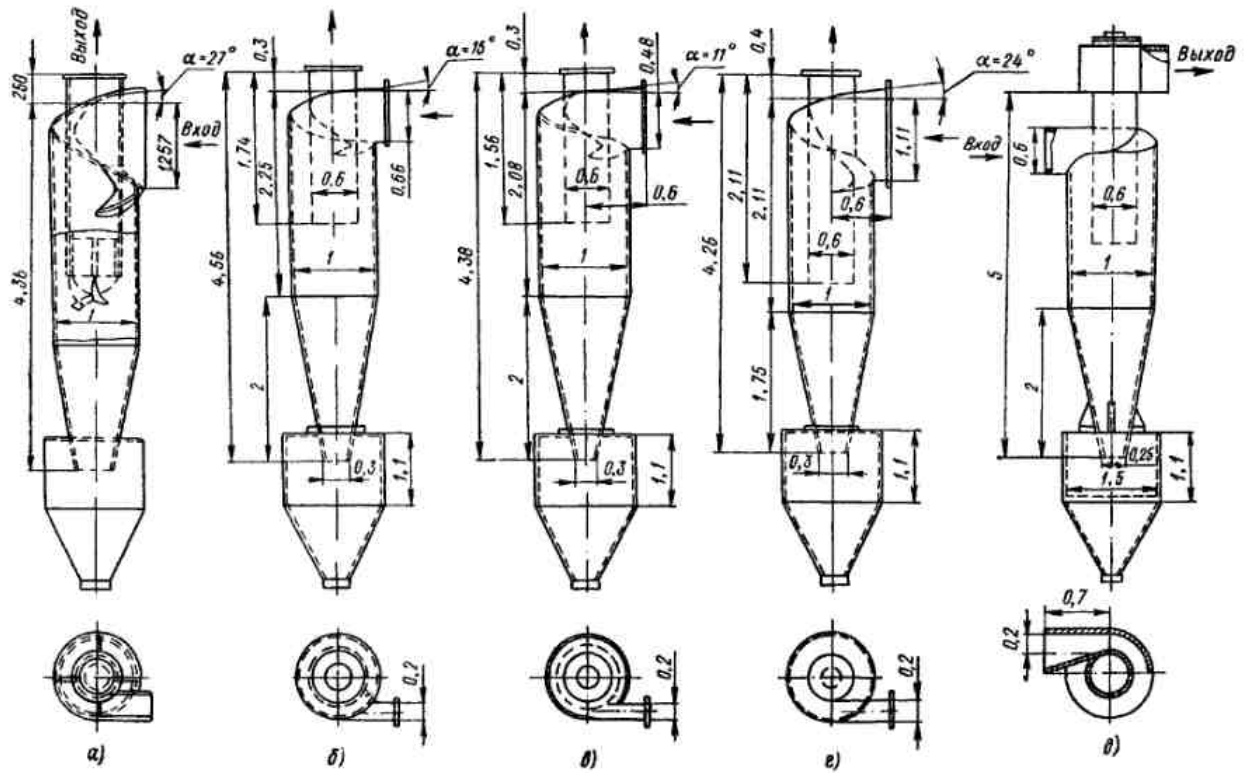


Рис. 17. Циклоны: а – ЦМС-27; б – ЦМ-15; в – ЦН-11; г – ЦН-24; д – ЦКТИ

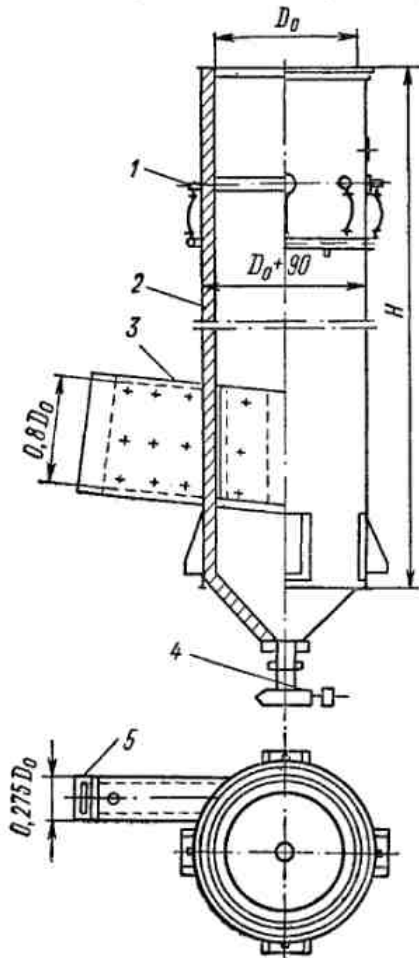


Рис. 18. Центробежный скруббер ЦС-ВТИ: 1 – оросительные сопла; 2 – корпус; 3 – входной патрубок; 4 – аппарат золосмывного типа «ковш-мигалка»; 5 – смывные сопла

1.10. Сопротивление дымовой трубы

При искусственной тяге дымовую трубу рассчитывают как обычный газоход. Самотягу трубы рассчитывают совместно с самотягой всего газового тракта.

Суммарное сопротивление дымовой трубы, Па, складывается из сопротивления трения ($\Delta h_{\text{тр}}$, Па) и потери давления с выходной скоростью ($\Delta h_{\text{вых}}$, Па)

$$\Delta h_{\text{дт}} = \Delta h_{\text{тр}} + \Delta h_{\text{вых}}. \quad (1.27)$$

При постоянном уклоне в трубе сопротивление трения определяется по формуле

$$\Delta h_{\text{тр}} = \frac{\lambda}{8i} h_{\text{д}}, \quad (1.28)$$

где λ – коэффициент сопротивления трения. Среднее опытное значение λ для бетонных и кирпичных труб (см. рис. 19) с учетом кольцевых выступов футеровки равно 0,05, для стальных труб диаметром при $d_0 < 2$ м $\lambda = 0,02$, а $d_0 \geq 2$ м $\lambda = 0,015$ (как правило, металлические дымовые трубы применяются диаметром d_0 не более 0,8–1 м, применение металлических дымовых труб с диаметром более 1 м допускается, только при обосновании технико-экономической целесообразности); для стволов из кремнебетона $\lambda = 0,02$, где d_0 – внутренний диаметр дымовой трубы на выходе, если не задан, то может быть найден по формуле, м:

$$d_0 = 0,0188 \sqrt{\frac{V_{\text{трб}}}{\omega_0}}, \quad (1.29)$$

где $V_{\text{трб}}$ – расход дымовых газов через трубу, м³/ч; ω_0 – скорость газов в выходном сечении трубы, м/с, принимается в расчетах из диапазона 8–25 м/с.

Величину среднего уклона дымовой трубы можно принять равной $i = 0,02$.

Расход дымовых газов через трубу $V_{\text{трб}}$, м³/с, определяется согласно СН-350-66 из условия использования одной дымовой трубы на четыре котла

$$V_{\text{трб}} = 4B_p \left(V_{\text{yx, r}} + \Delta \alpha V_{\text{в}}^0 \right) \frac{\vartheta_{\text{д}} + 273}{273}, \quad (1.30)$$

где B_p – расчетный расход топлива, кг/с (см. тепловой расчет котла); $V_{\text{yx, r}}$ – объем уходящих газов (объем продуктов горения 1 кг топлива за воздухоподогревателем, см. тепловой расчет котла), м³/кг; $V_{\text{в}}^0$ – теоретически необхо-

димое для горения количество воздуха, $\text{м}^3/\text{кг}$; $\Delta\alpha$ – присосы воздуха в газопровод на участке между воздухоподогревателем и дымососом (принимается в расчетах $\Delta\alpha = 0,01$ на каждые 10 м стальных газопроводов и $\Delta\alpha = 0,05$ на каждые 10 м кирпичных боровов (средняя протяженность стационарных газопроводов от воздухоподогревателя до дымососа $l_{\text{к-д}}$ рассчитывается по формуле (1.25); $\vartheta_{\text{д}}$ – температура газов перед дымососом, $^{\circ}\text{C}$, определяется по формуле (1.24).

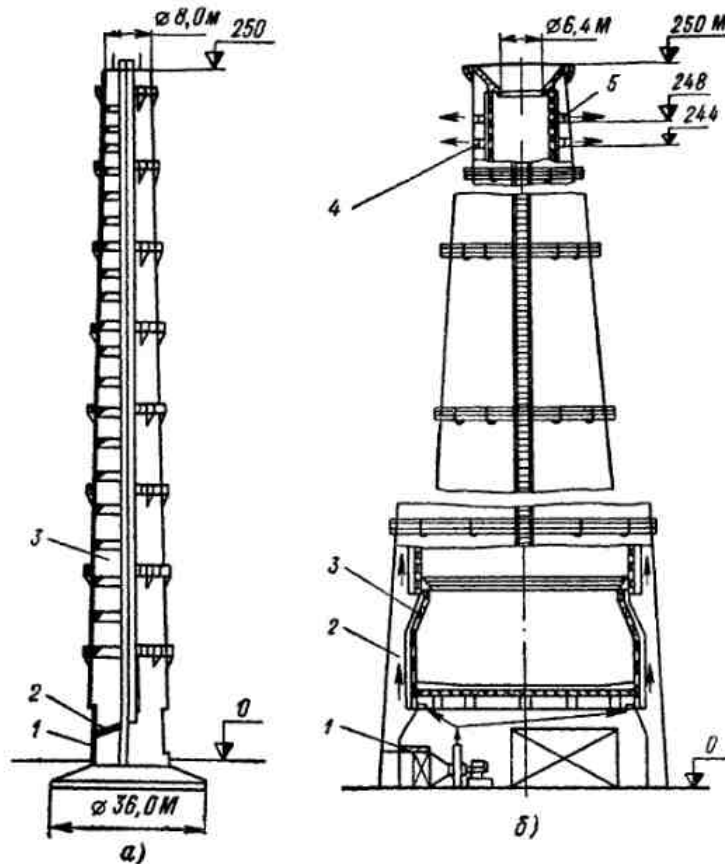


Рис. 19. Дымовые трубы:
а – железобетонная труба высотой 250 м, с диаметром устья 8 м: 1 – цоколь; 2 – пандус; 3 – ствол; б – железобетонная труба высотой 250 м с узким вентилируемым каналом: 1 – калориферы; 2 – железобетонный ствол; 3 – футеровка; 4, 5 – вентиляционные окна

Обычно высоту дымовой трубы ($H_{\text{дт}}$, м, см. рис. 2) принимают из условия обеспечения предельной концентрации загрязняющих веществ в атмосфере. Если такие расчеты не выполнялись, то высота дымовой трубы может быть ориентировочно найдена из унифицированного ряда типоразмеров дымовых труб по рис. 20 в зависимости от внутреннего диаметра на выходе из трубы, d_0 , м.

Динамический напор $h_{\text{д}}$, Па, для расчета сопротивления трения дымовой трубы по формуле (1.27) определяется по рис. 3 по принятой скорости газов на выходе из трубы ω_0 , м/с и температуре газов у дымососа $\vartheta_{\text{д}}$, $^{\circ}\text{C}$.

Потеря давления с выходной скоростью, Па

$$\Delta h_{\text{вых}} = \xi_{\text{вых}} h_{\text{д}}. \quad (1.31)$$

Высота труб, м	Диаметр на выходе d_0 , м																Испол- нение
	0,75	0,90	1,05	1,2	1,5	1,8	2,1	2,4	3,0	3,6	4,2	4,8	6,0	7,2	8,4	9,6	
20																	Цилиндрические или конические
25																	
30																	
35																	
40																	
45																	
50																	
60																	
70																	
80																	Конические
90																	
100																	
120																	
150																	
200																	
250																	
300																	

а)

Высота труб, м	Диаметр на выходе d_0 , м					Растяжки	
	0,4	0,5	0,63	0,8	1,0	Количе- ство, число ярусов	Радиус от центра трубы, м
21,4						3:1	1,0
21,6						3:1	1,0
23,3						3:1	1,0
31,8						6:2	1,6
32,0						6:2	1,6
33,8						3:1	1,6
44,2						6:2	2,2

б)

Рис. 20. Унифицированный ряд типоразмеров дымовых труб: а – кирпичные и железобетонные; б – металлические; 1 – кирпичные или монолитные железобетонные; 2 – монолитные железобетонные

Величина коэффициента сопротивления в формуле (1.31) может быть принята $\xi_{\text{вых}} = 1$. Значение динамического напора в формуле (1.31) принимается таким же, как и соответствующее значение из формулы (1.28).

1.11. Самотяга

Величина самотяги, Па, любого вертикального участка газового тракта, включая дымовую трубу, может быть подсчитана по формуле:

$$h_c = \pm Hg \left(1,23 - \rho_0 \frac{273}{\vartheta_r + 273} \right), \quad (1.32)$$

где H – высота рассчитываемого участка газохода, м; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения; 1,23 – плотность наружного воздуха при нормальных условиях, кг/м^3 ; ϑ_r – средняя температура газов на расчетном участке; ρ_0 – плотность дымовых газов при нормальных условиях, кг/м^3

$$\rho_0 = \frac{1 - 0,01A^p + 1,306\alpha V_r^0}{V_r}, \quad (1.33)$$

где A^p – зольность топлива на рабочую массу, %; α – коэффициент избытка воздуха в дымовых газах на расчетном участке; V_v^0 – теоретически необходимое количество воздуха, м³/кг; V_r – суммарный объем продуктов горения при принятом избытке воздуха, при 0 °С и 760 мм рт. ст. Значения всех указанных величин берутся из теплового расчета котла.

При упрощенных расчетах плотность дымовых газов можно принимать $\rho_0 = 1,32$ кг/м³.

Расчет самотяги газового тракта котельной установки, как правило, сводят к расчету величины самотяги по формуле (1.32) для двух участков: для конвективной шахты (опускного газохода, $H_{кш}$, м) котла и для дымовой трубы ($H_{дт}$, м) (см. рис. 2). При направлении потока вверх, что характерно для направления движения газов в дымовой трубе, самотяга положительна (знак плюс), вниз (для конвективной шахты) – отрицательна (знак минус). В первом случае она уменьшает перепад полных давлений тракта, а во втором – увеличивает.

Высоту конвективной шахты ($H_{кш}$, м) принимают по рабочим чертежам (см. рис. 2).

После подсчета самотяги всех вертикальных участков определяют суммарную самотягу котельной установки путем суммирования (с учетом знака)

$$H_c = \sum_{i=1}^n h_{ci}. \quad (1.34)$$

1.12. Расчет перепада полных давлений по газовому тракту

Суммарное сопротивление газового тракта при уравновешенной тяге определяется по формуле

$$\Delta H = \sum \Delta h_{т-зу} (1 + \mu_{\text{мас}}) + \sum \Delta h_{з-дт}, \quad (1.35)$$

где $\sum \Delta h_{т-зу}$ – сумма сопротивлений на участке топка–золоуловитель (сопротивление золоуловителя включительно); $\sum \Delta h_{з-дт}$ – сумма сопротивлений на участке «золоуловитель–дымовая труба»; $\mu_{\text{мас}}$ – массовая концентрация золы в дымовых газах (запыленность дымовых газов), кг/кг.

В упрощенных расчетах $\sum \Delta h_{т-зу}$, Па, подсчитывается по выражению

$$\sum \Delta h_{т-зу} = \Delta h_{\text{шпш}} + \Delta h_{\text{кш}} + \Delta h_{\text{вж I+II}} + \Delta h_{\text{вж I+II}} + \Delta h_{\text{гх}}^{\text{т-зу}} + \Delta h_{\text{зу}}, \quad (1.36)$$

где $\Delta h_{\text{шпш}}$ – аэродинамическое сопротивление ширмового пароперегревателя,

Па; $\Delta h_{\text{кпп}}$ – аэродинамическое сопротивление конвективного пароперегревателя, Па; $\Delta h_{\text{взк I+II}}$ – аэродинамическое сопротивление 1-ой и 2-ой ступени водяного экономайзера, Па (в случае одноступенчатой компоновки котла учитывается сопротивление только одной ступени); $\Delta h_{\text{взп I+II}}$ – аэродинамическое сопротивление 1-ой и 2-ой ступени воздухоподогревателя, Па; $\Delta h_{\text{гх}}^{\text{т-зг}}$ – сопротивление газоходов на расчетном участке с учетом суммы местных сопротивлений и сопротивления трения, Па; $\Delta h_{\text{зг}}$ – сопротивление золоуловителя, Па.

Значение $\sum \Delta h_{\text{з-дт}}$ рассчитывается по формуле

$$\sum \Delta h_{\text{з-дт}} = \Delta h_{\text{гх}}^{\text{з-дт}} + \Delta h_{\text{дт}}, \quad (1.37)$$

где $\Delta h_{\text{гх}}^{\text{з-дт}}$ – сопротивление газоходов (с учетом суммы местных сопротивлений и сопротивления трения) на участке «золоуловитель–дымовая труба», Па; $\Delta h_{\text{дт}}$ – сопротивление дымовой трубы, Па.

Поправку на запыленность дымовых газов вносят только при значительной запыленности: при слоевом сжигании – только при сжигании сланцев, а при камерном сжигании – только при выполнении следующего условия

$10^3 \frac{a_{\text{ун}} A^{\text{p}}}{Q_{\text{н}}^{\text{p}}} > 1,4$, где A^{p} – содержание золы на рабочую массу топлива, %; $a_{\text{ун}}$ – доля минеральной части топлива, уносимой в газоход; $Q_{\text{н}}^{\text{p}}$ – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг.

Запыленность газов $\mu_{\text{мас}}$, кг/кг подсчитывают по формуле:

$$\mu_{\text{мас}} = \frac{A^{\text{p}} a_{\text{ун}}}{10 \rho_0 V_{\text{г}}^{\text{сп}}}, \quad (1.38)$$

где ρ_0 – плотность дымовых газов при нормальных условиях, кг/м³ (рассчитывается по формуле (1.33) либо может быть принята равной $\rho_0 = 1,32$ кг/м³; $V_{\text{г}}^{\text{сп}}$ – суммарный объем продуктов горения для среднего избытка воздуха от топки до золоуловителя при нормальных условиях, м³/кг.

Перепад полных давлений по газовому тракту, Па, рассчитывается при уравновешенной тяге по формуле

$$H_{\text{н}} = h_{\text{т}}'' + \Delta H - H_{\text{с}}, \quad (1.39)$$

где $h_{\text{т}}''$ – разрежение на выходе из топки, Па, (см. п. 1.1); ΔH – суммарное сопротивление газового тракта, Па, (см. формулу 1.35); $H_{\text{с}}$ – суммарная самотяга котельной установки, Па, (см. формулу 1.34).

1.13. Выбор типоразмера дымососа.

Определение его производительности, напора и мощности привода

Выбор типоразмера дымососа сводится к подбору агрегата, обеспечивающего необходимые производительность и разрежение, определенные при расчете газового тракта, и потребляющей наименьшее количество энергии при эксплуатации.

Характеристика дымососа представляет собой обычно графические зависимости создаваемого машиной разрежения (H_d , Па), потребляемой мощности (N_d , кВт) и коэффициента полезного действия (η_d , %) от производительности (Q_d , м³/с).

Для обеспечения надежной работы котельного агрегата при колебаниях барометрического давления, изменениях качества топлива, изменений в процессе эксплуатации сопротивлений трактов характеристики тягодутьевых машин выбираются с запасом, в частности:

по производительности $\beta_1 = 1,1$;

по давлению $\beta_2 = 1,2$.

Производительность дымососа, м³/с – объем перемещаемых дымососом газов в единицу времени, измеренный во входном сечении, определяется по формуле

$$Q_p = \beta_1 V_d, \quad (1.40)$$

где V_d – расход газов при номинальной нагрузке котла, м³/с, рассчитывается по формуле

$$V_d = B_p \left(V_{yx.g} + \Delta\alpha V_v^0 \right) \frac{\theta_d + 273}{273}, \quad (1.41)$$

где B_p – расчетный расход топлива, кг/с (см. тепловой расчет котла); $V_{yx.g}$ – объем уходящих газов (объем продуктов горения 1 кг топлива за воздухоподогревателем, см. тепловой расчет котла), м³/кг; V_v^0 – теоретически необходимое для горения количество воздуха, м³/кг; $\Delta\alpha$ – присосы воздуха в газопровод на участке между воздухоподогревателем и дымососом (принимается в расчетах $\Delta\alpha = 0,01$ на каждые 10 м стальных газопроводов и $\Delta\alpha = 0,05$ на каждые 10 м кирпичных боровов (средняя протяженность стационарных газопроводов от воздухоподогревателя до дымососа $l_{к-д}$ рассчитывается по формуле (1.25))); θ_d – температура газов перед дымососом, °С, определяется по формуле (1.24).

Как правило, для обеспечения надежности работы котельной установки на один котел устанавливают два дымососа, соответственно производитель-

ность одного дымососа (Q_d , м³/с), по которой осуществляется выбор типоразмера машины определяется по выражению

$$Q_d = \frac{Q_p}{2}. \quad (1.42)$$

Расчетный напор дымососа, Па, определяется по формуле

$$H_d = \beta_2 H_n, \quad (1.43)$$

где H_n – перепад полных давлений по газовому тракту, Па (см. формулу 1.39).

К числу наиболее распространенных типоразмеров дымососов, применяющихся в отечественной энергетике, относятся дымососы с вперед загнутыми лопатками типа 0,7–37 одностороннего всасывания (Д) (рис. 21) и двустороннего всасывания (Д×2) (рис. 22), типа 0,8–37, также с вперед загнутыми лопатками (рис. 23), типа 0,55-40-1 и 0,62-40 с назад загнутыми лопатками (ДН) (рис. 24) и осевые двухступенчатые дымососы марки ДОД (рис. 25).

По найденным значениям производительности (Q_d , м³/с (тыс. м³/ч)) и напору (H_d , Па (мм вод. ст.)) по рис. 26–30 выбирается необходимый типоразмер дымососа. Основными факторами, определяющими выбор дымососа, является КПД и удобство компоновки.

Расчетная мощность двигателя (N_d , кВт) определяется по формуле

$$N_d = \beta_3 \frac{Q_d H_d 10^{-3}}{\eta_d}, \quad (1.44)$$

где $\beta_3 = 1,05$ – коэффициент запаса по потребляемой мощности; Q_d – производительность дымососа, м³/с; H_d – расчетный напор дымососа, Па; η_d – коэффициент полезного действия дымососа, (в относительных единицах), определяется по рис. 31–52 в зависимости от значений Q_d и H_d , где ϕ – степень открытия регулирующего органа (направляющего аппарата).

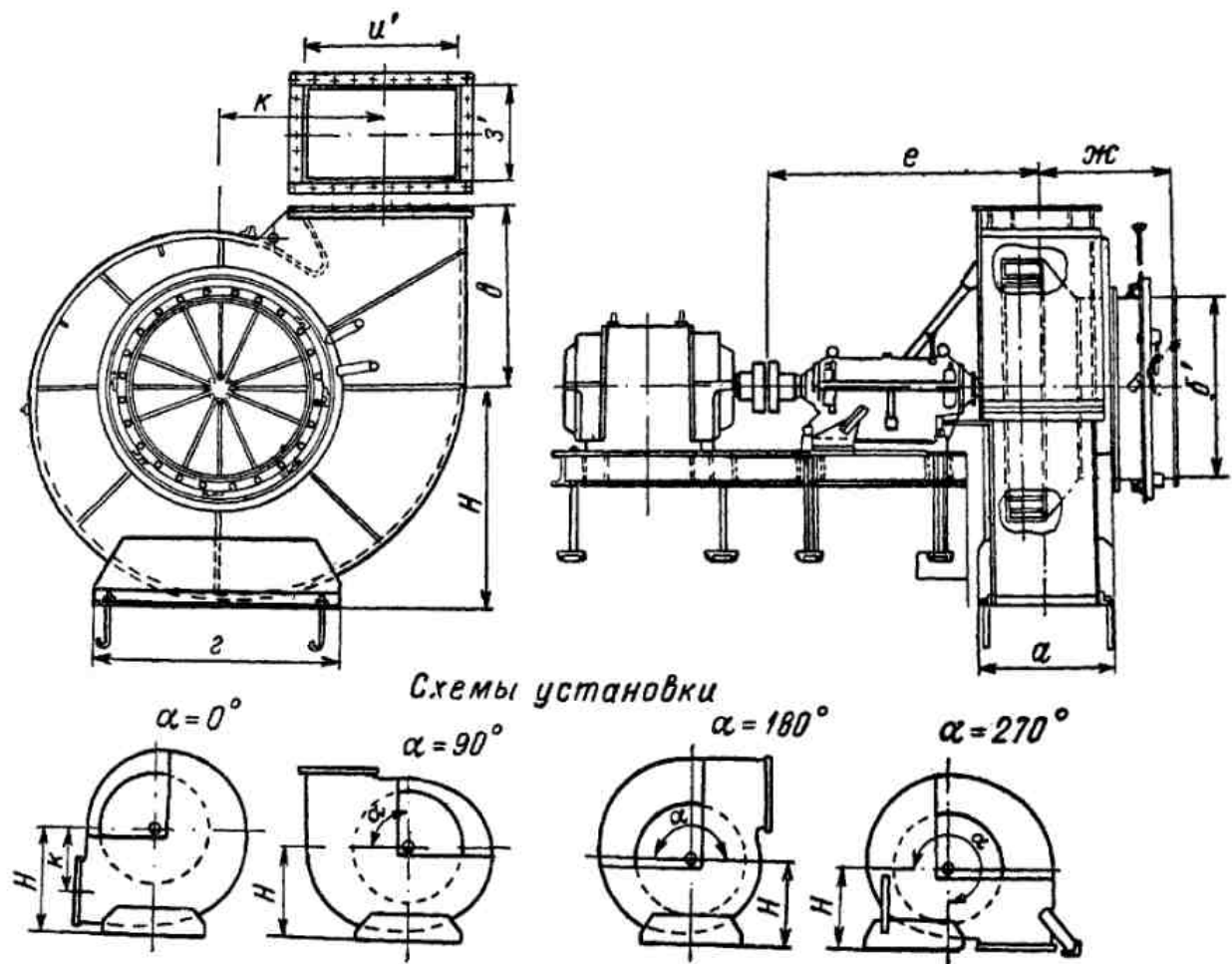


Рис. 21. Дымосос одностороннего всасывания типа 0,7-37

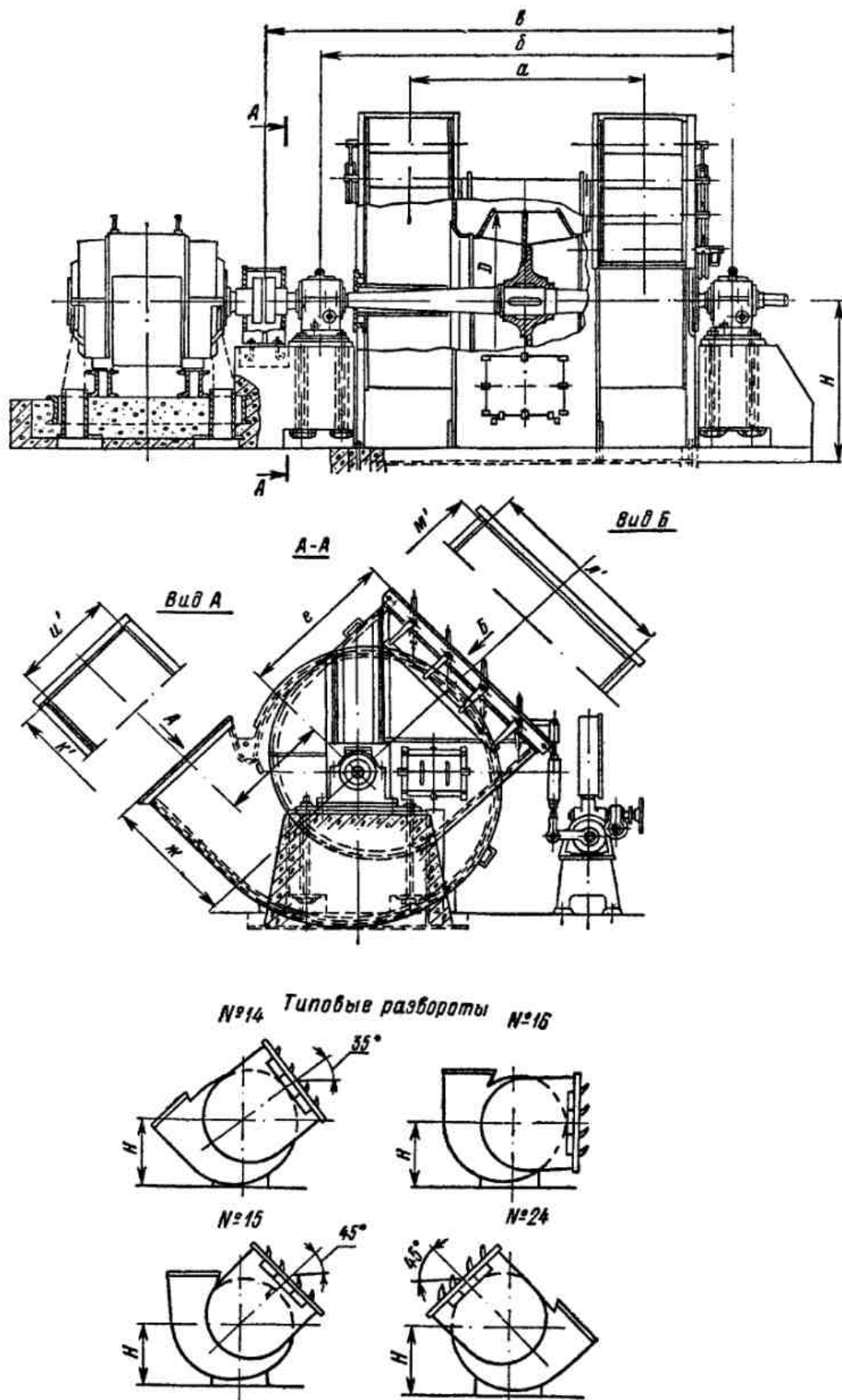


Рис. 22. Дымосос двустороннего всасывания типа 0,7-37

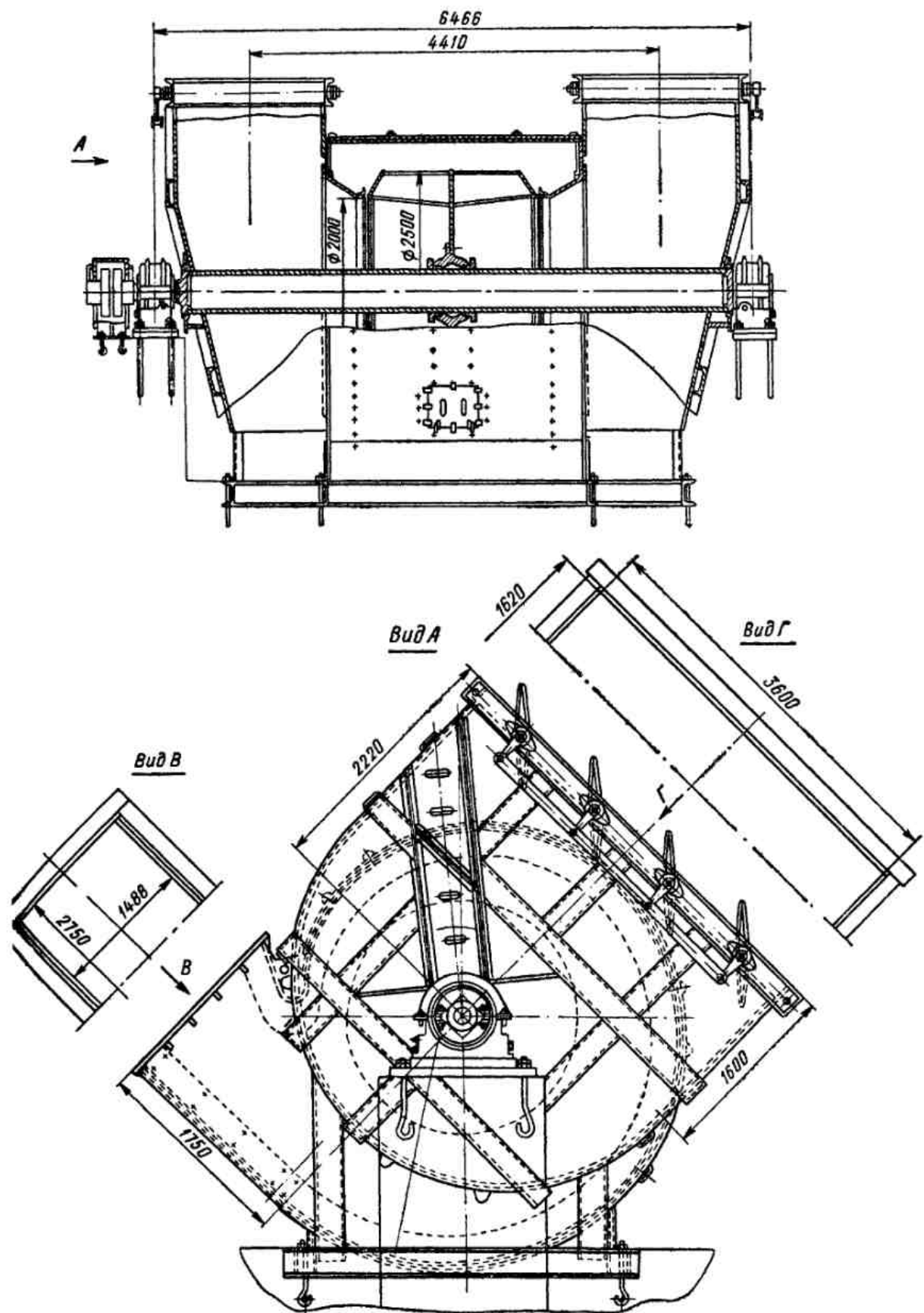


Рис. 23. Дымосос двустороннего всасывания Д25×2ШБ типа 0,8-37

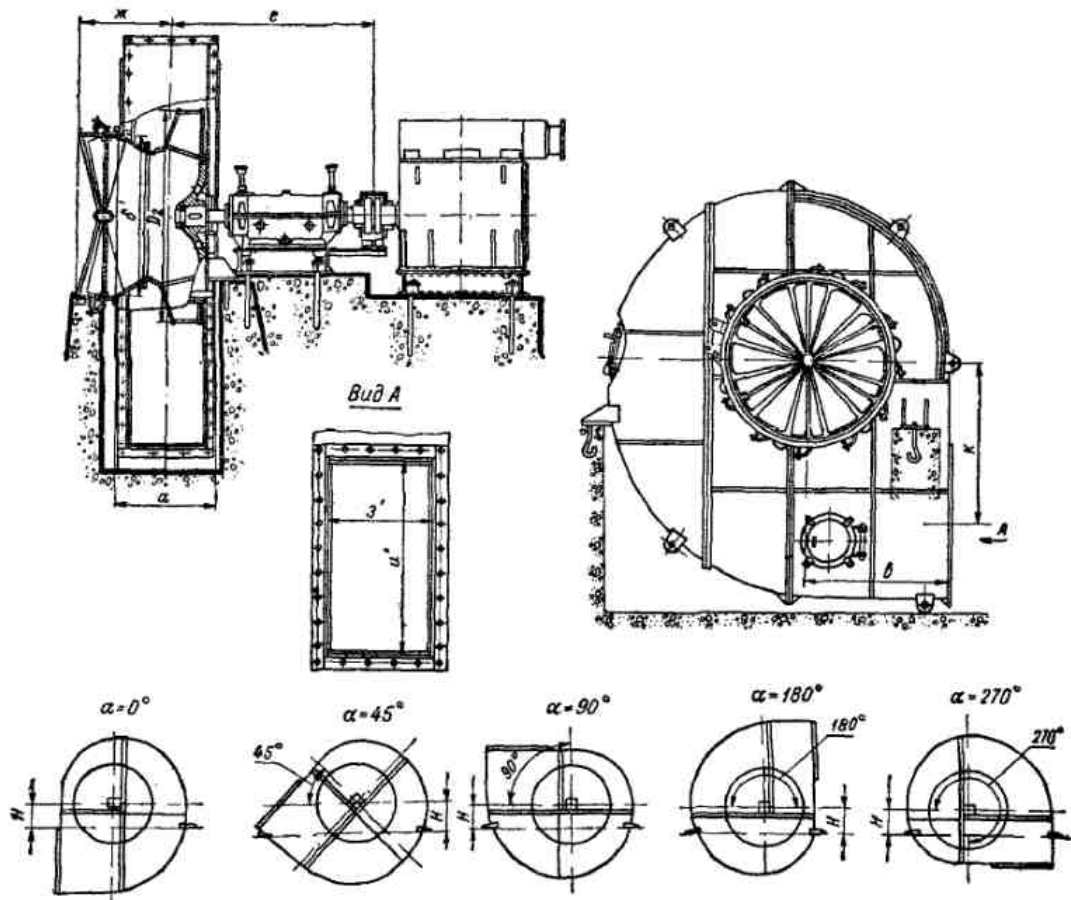


Рис. 24. Дымосос одностороннего всасывания типа 0,62-40

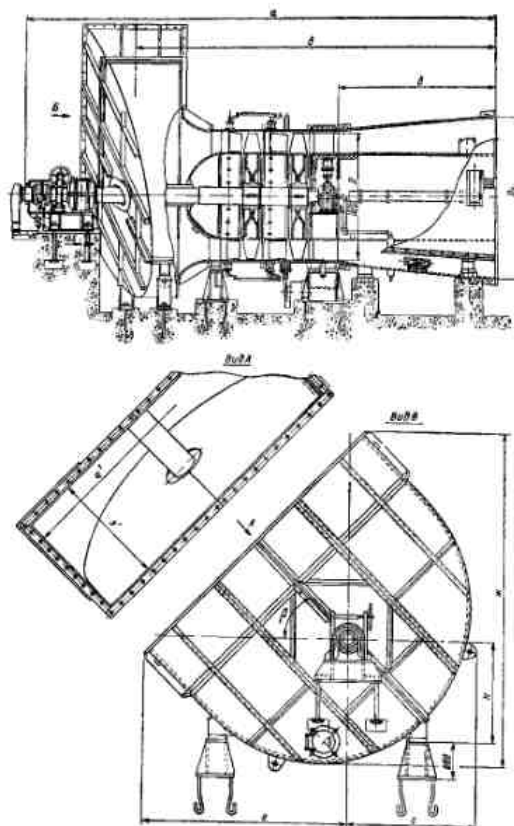


Рис. 25. Дымосос осевой двухступенчатый ДОД-28,5 и ДОД-31,5

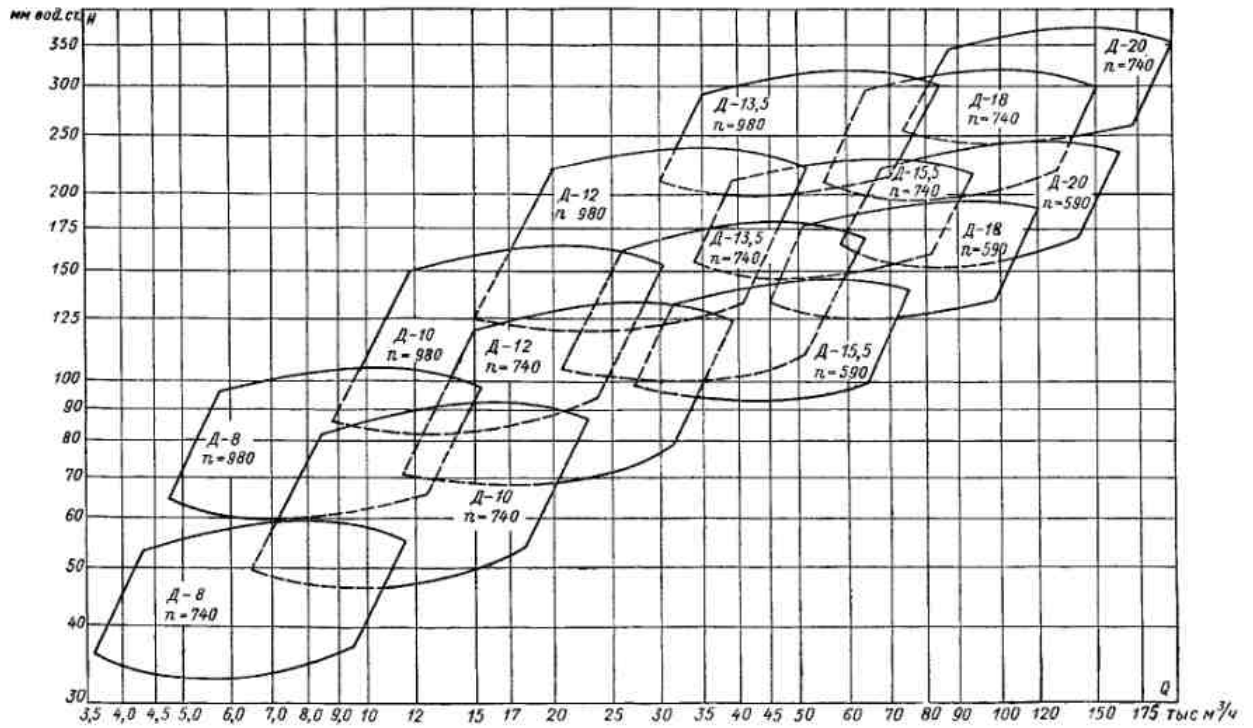


Рис. 26. Сводный график характеристик центробежных дымососов одностороннего всасывания типа 0,7-37: n – частота вращения, об/мин

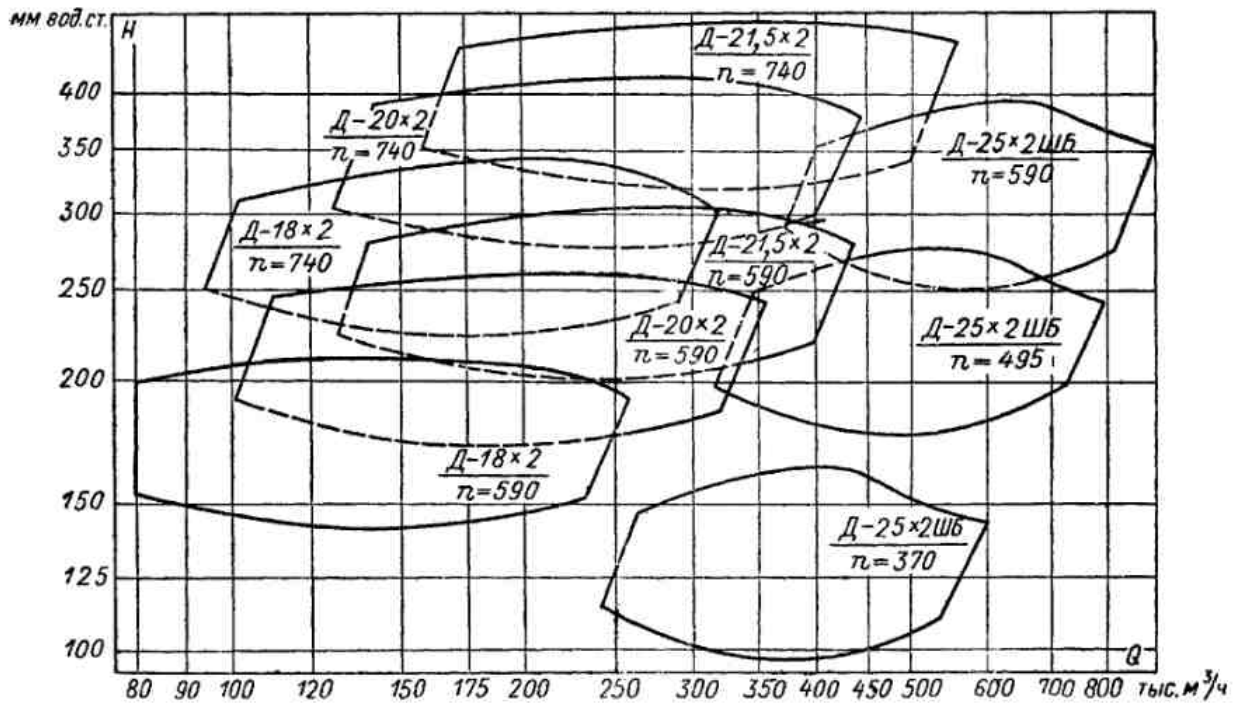


Рис. 27. Сводный график характеристик центробежных дымососов двустороннего всасывания типа 0,7-37 и 0,8-37: n – частота вращения, об/мин

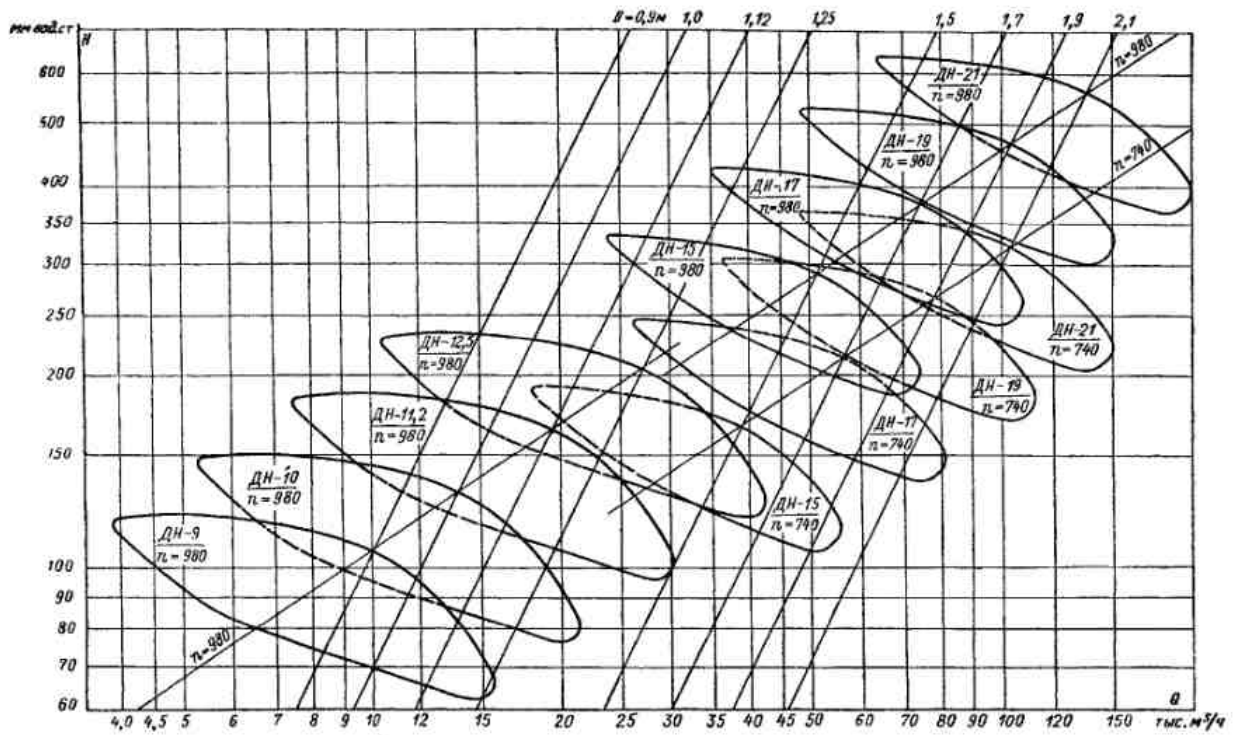


Рис. 28. Сводный график характеристик центробежных дымососов одностороннего всасывания 0,55-40-1: n – частота вращения, об/мин

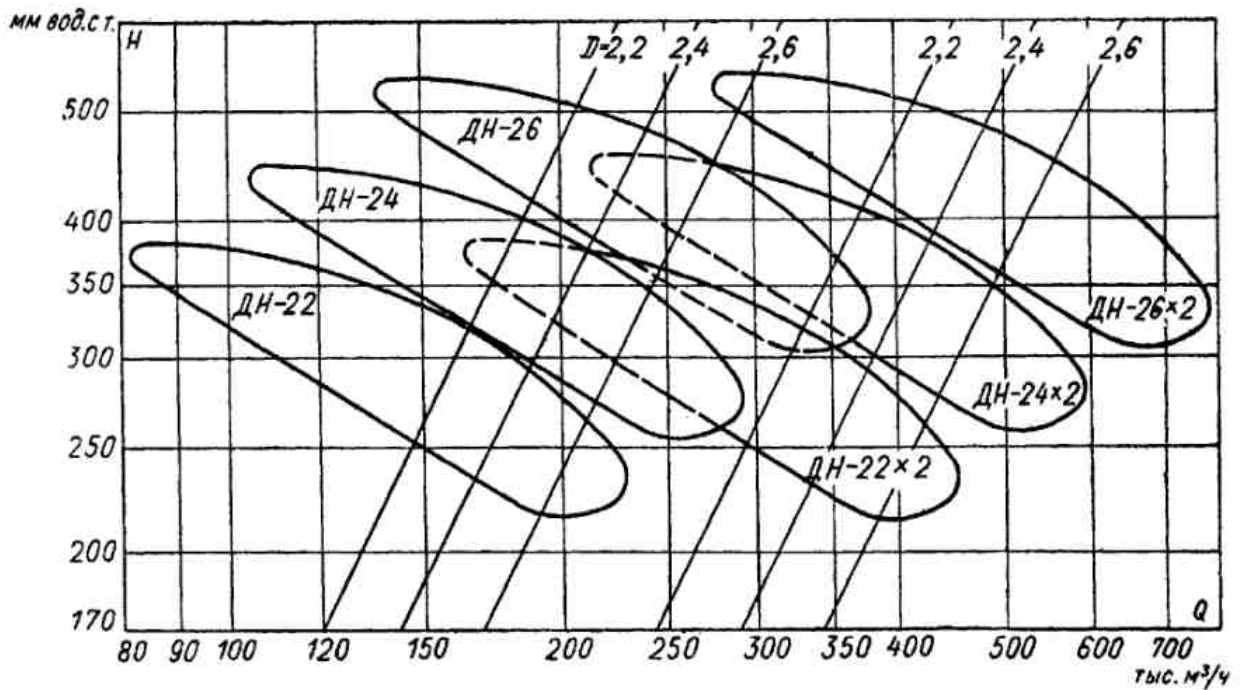


Рис. 29. Сводный график характеристик центробежных дымососов одно- и двустороннего всасывания 0,62-40: n – частота вращения, об/мин

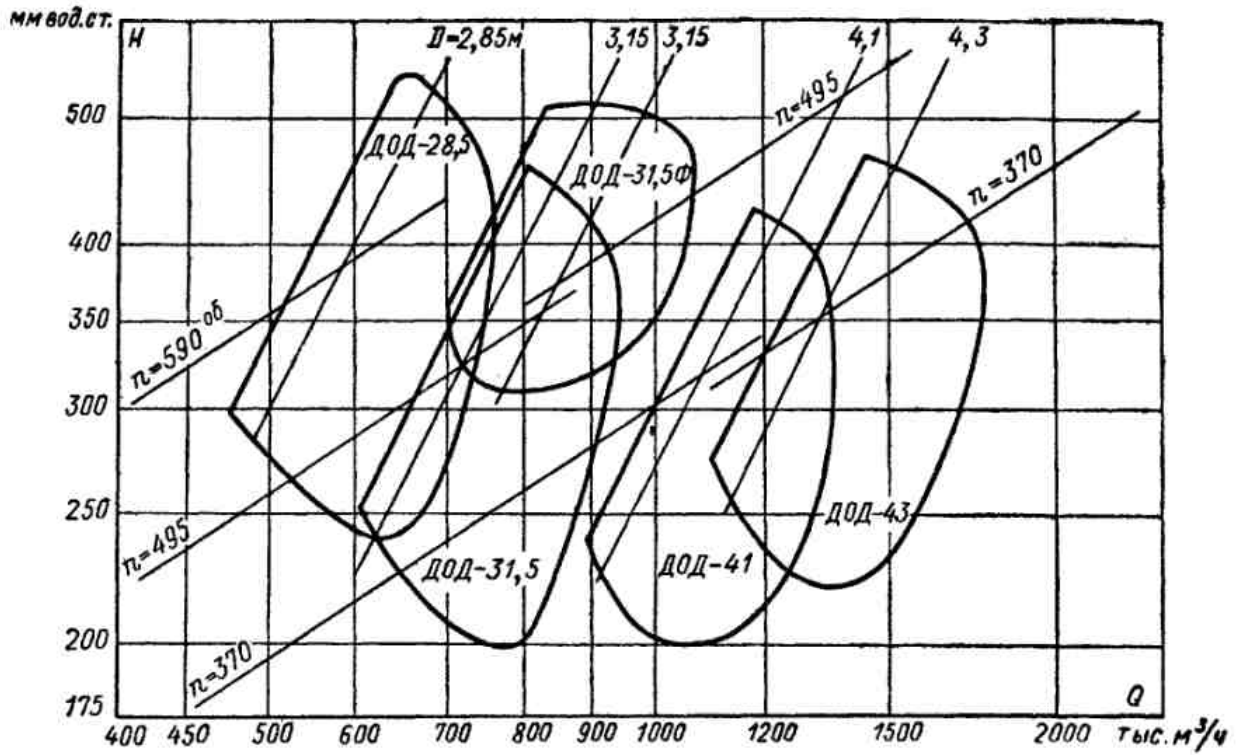


Рис. 30. Сводный график характеристик осевых дымососов

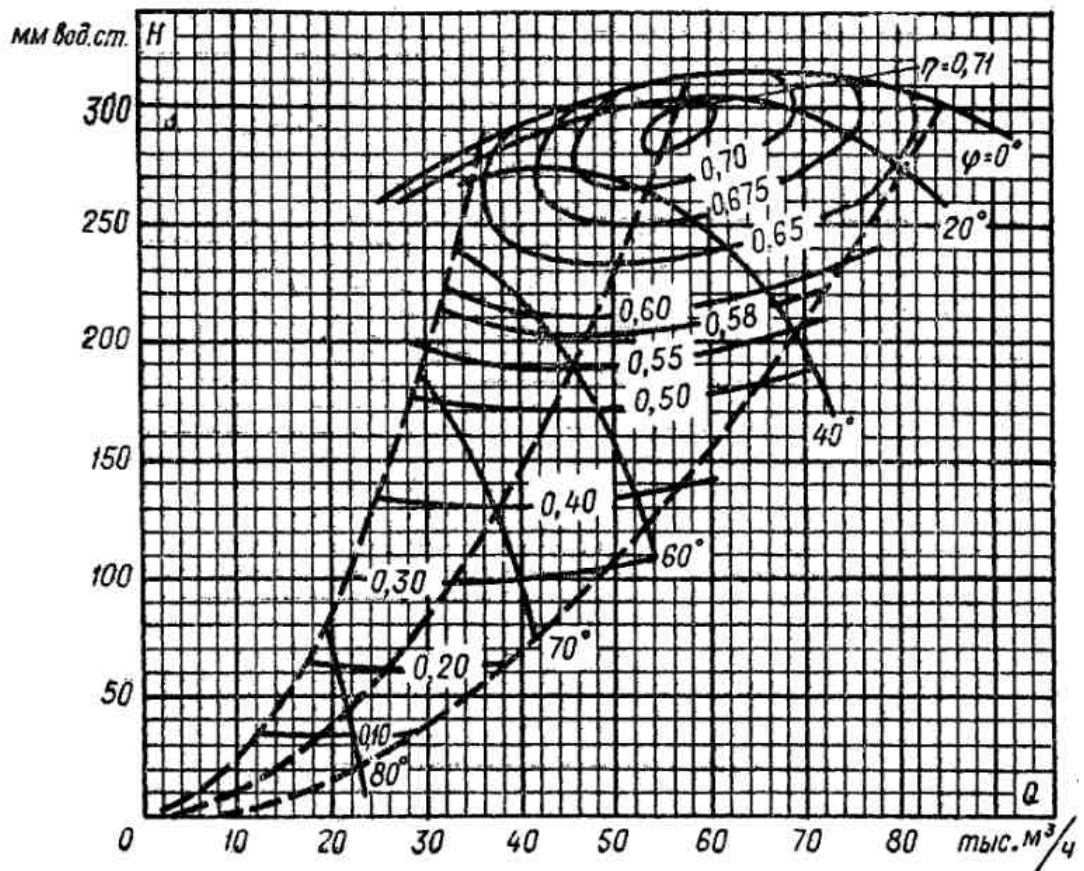


Рис. 31. Аэродинамическая характеристика центробежного дымососа одностороннего всасывания Д-13,5: $n = 980$ об/мин

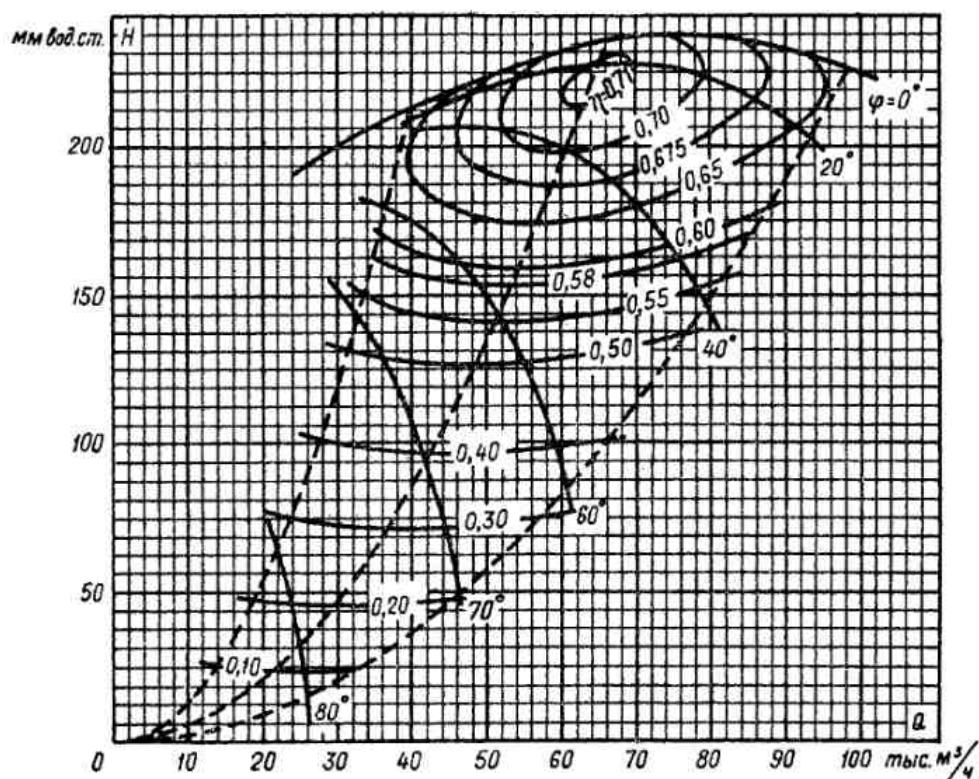


Рис. 32. Аэродинамическая характеристика центробежного дымососа одностороннего всасывания Д-15,5: $n = 740$ об/мин

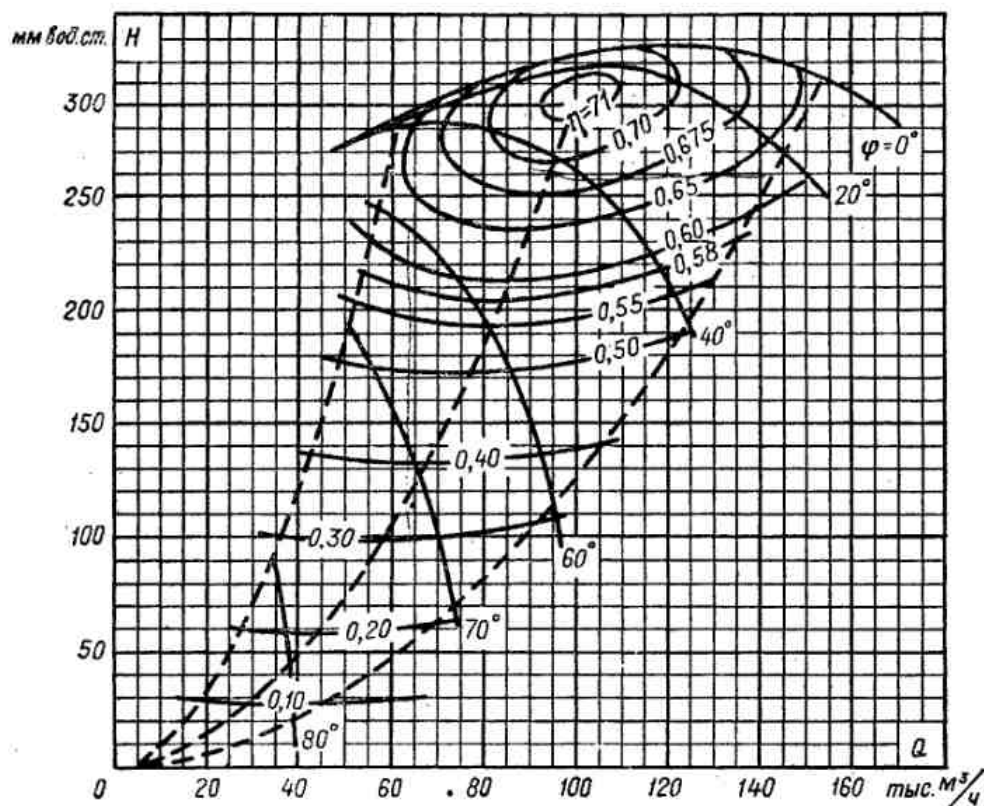


Рис. 33. Аэродинамическая характеристика центробежного дымососа одностороннего всасывания Д-18: $n = 740$ об/мин

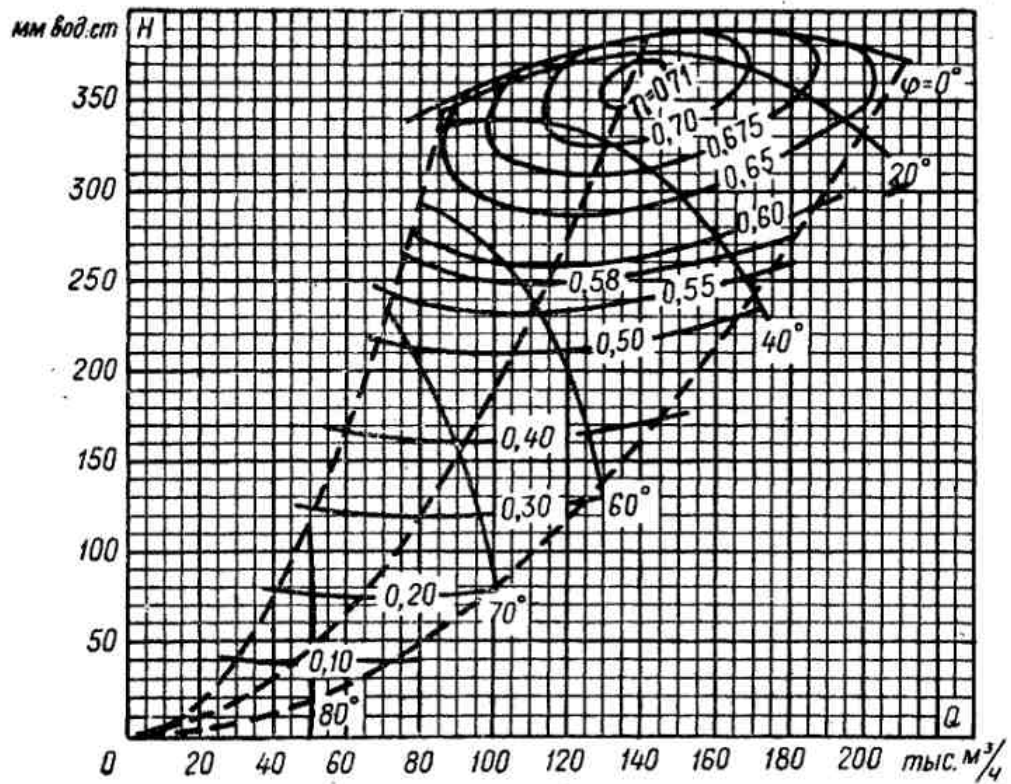


Рис. 34. Аэродинамическая характеристика центробежного дымососа одностороннего всасывания Д-20: $n = 740$ об/мин

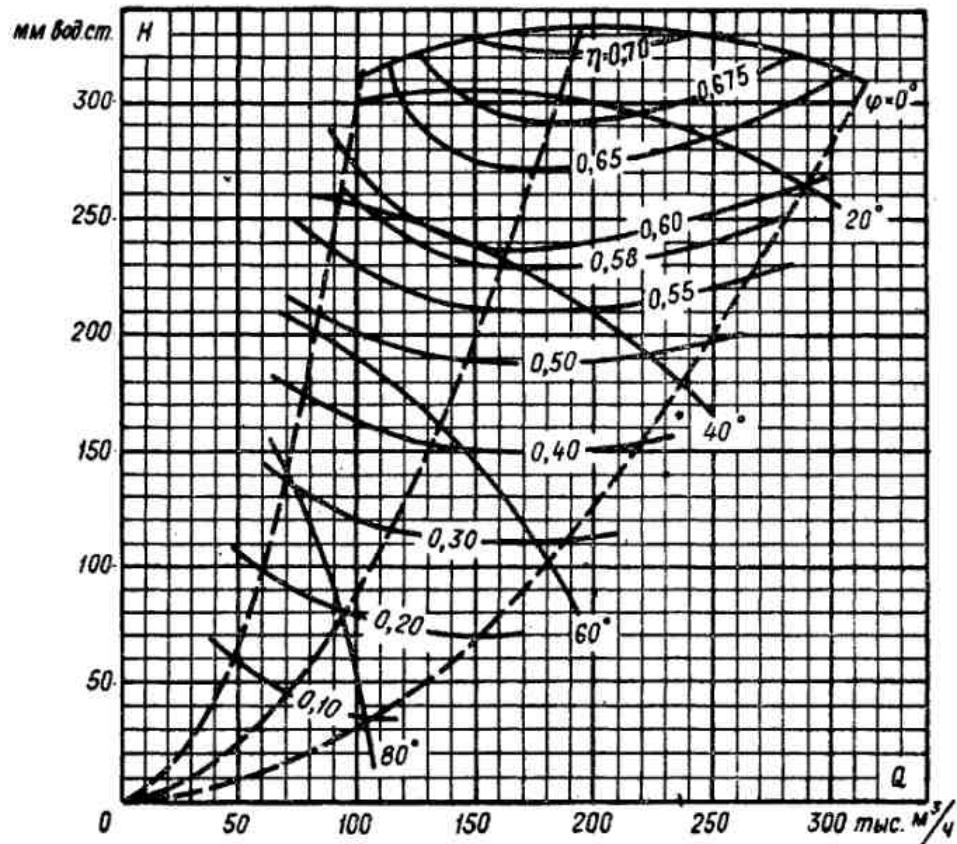


Рис. 35. Аэродинамическая характеристика центробежного дымососа двустороннего всасывания Д-18×2: $n = 740$ об/мин

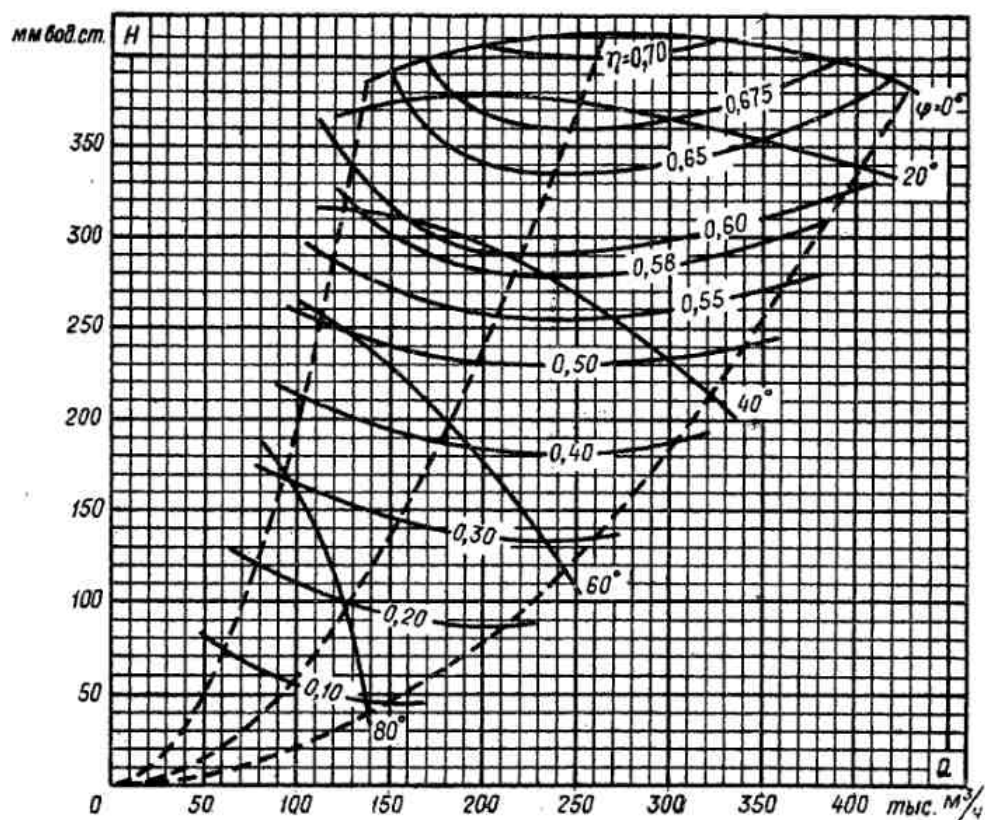


Рис. 36. Аэродинамическая характеристика центробежного дымососа двустороннего всасывания Д-20×2: $n = 740$ об/мин

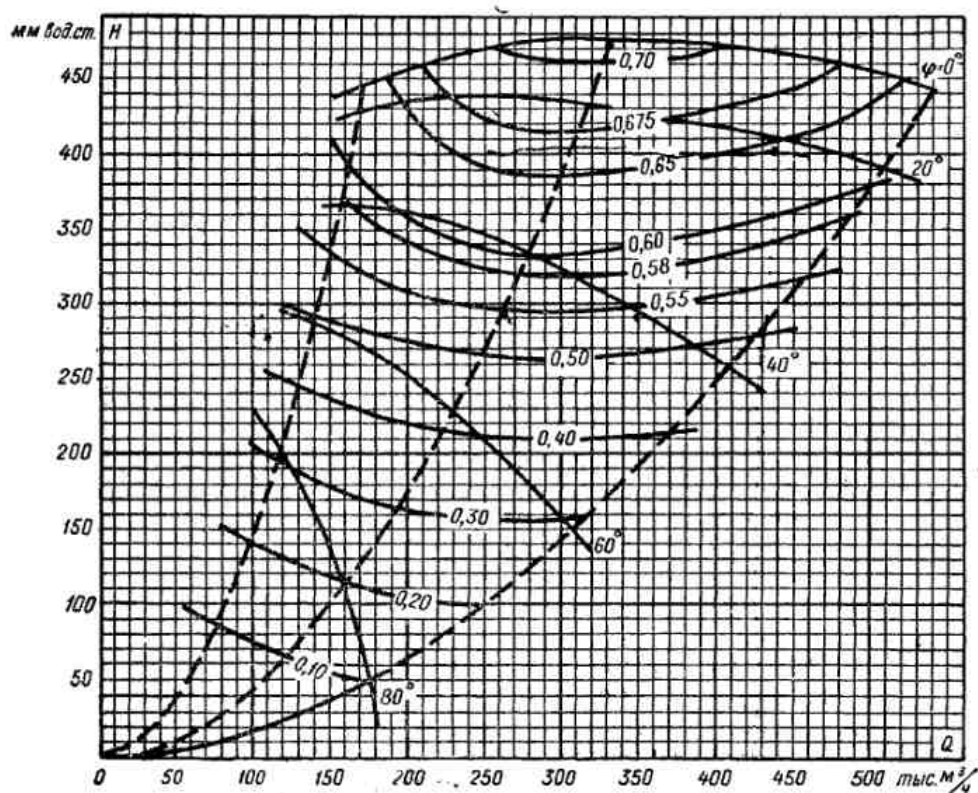


Рис. 37. Аэродинамическая характеристика центробежного дымососа двустороннего всасывания Д-21,5×2у: $n = 740$ об/мин

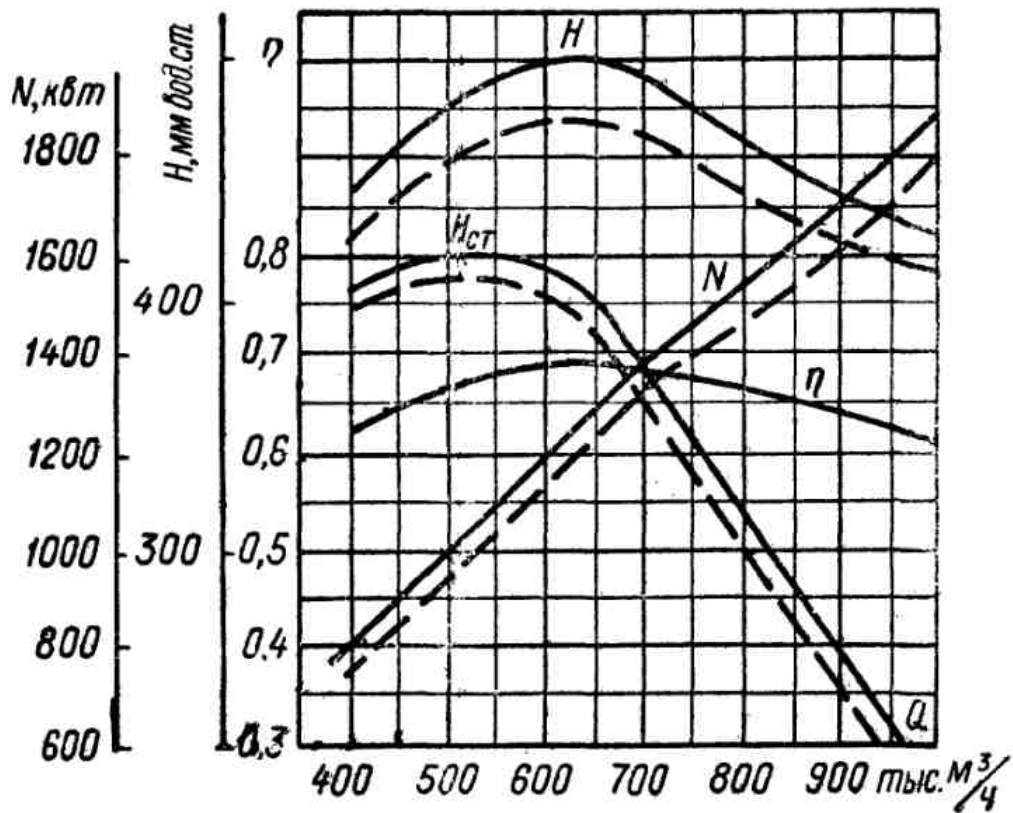


Рис. 38. Аэродинамическая характеристика центробежного дымососа двустороннего всасывания Д-25×2ШБ: $n = 590$ об/мин

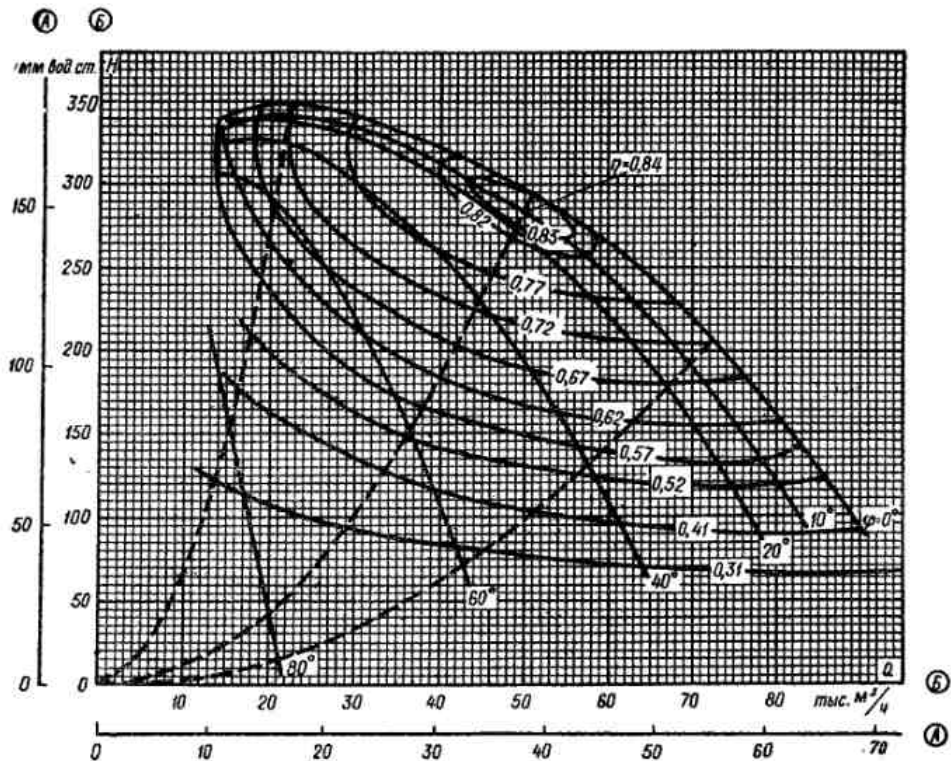


Рис. 39. Аэродинамическая характеристика центробежного дымососа одностороннего всасывания ДН-15: шкала А для $n = 740$ об/мин; шкала Б для $n = 980$ об/мин

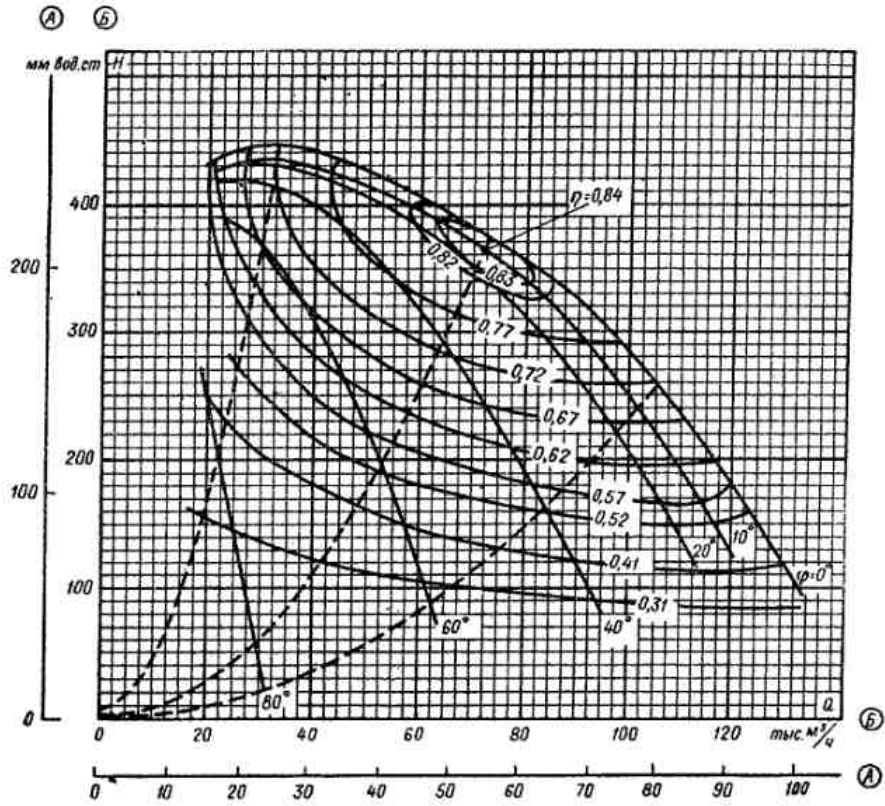


Рис. 40. Аэродинамическая характеристика центробежного дымососа одностороннего всасывания ДН-17: шкала А для $n = 740$ об/мин; шкала Б для $n = 980$ об/мин

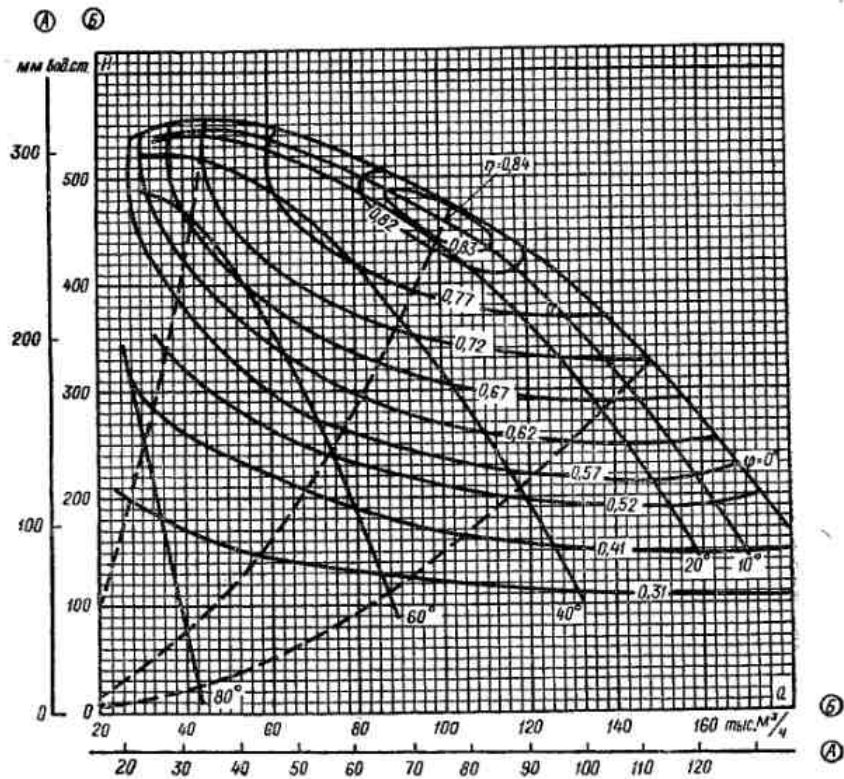


Рис. 41. Аэродинамическая характеристика центробежного дымососа одностороннего всасывания ДН-19: шкала А для $n = 740$ об/мин; шкала Б для $n = 980$ об/мин

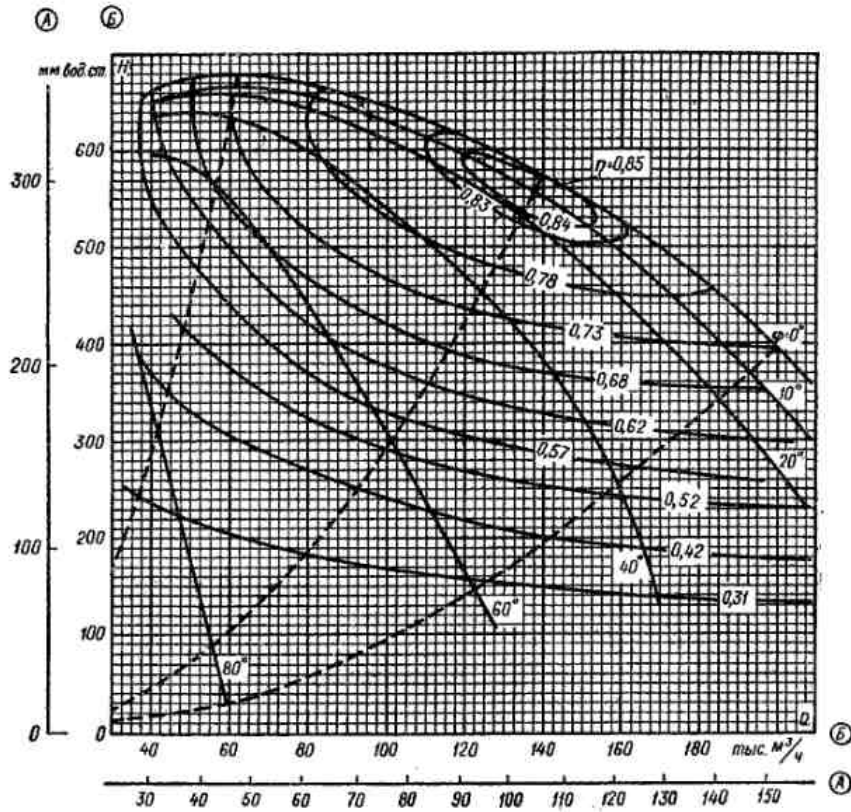


Рис. 42. Аэродинамическая характеристика центробежного дымососа одностороннего всасывания ДН-21: шкала А для $n = 740$ об/мин; шкала Б для $n = 980$ об/мин

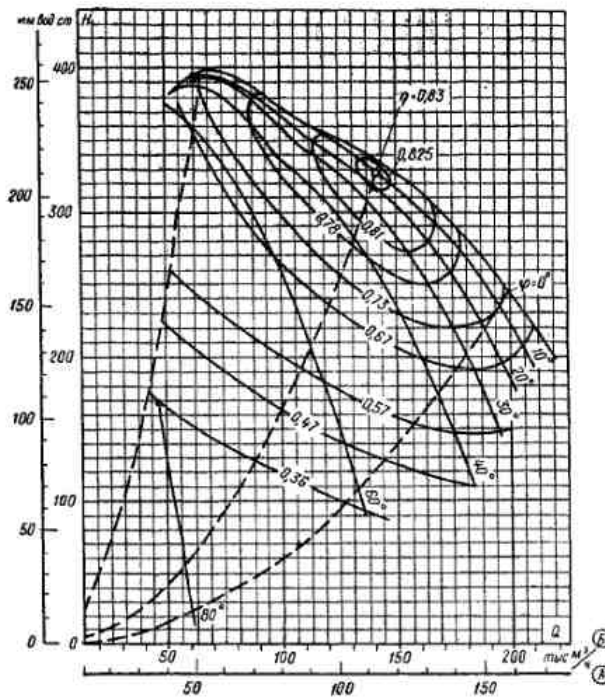


Рис. 43. Аэродинамическая характеристика центробежного дымососа одностороннего всасывания ДН-22: шкала А для $n = 590$ об/мин; шкала Б для $n = 740$ об/мин

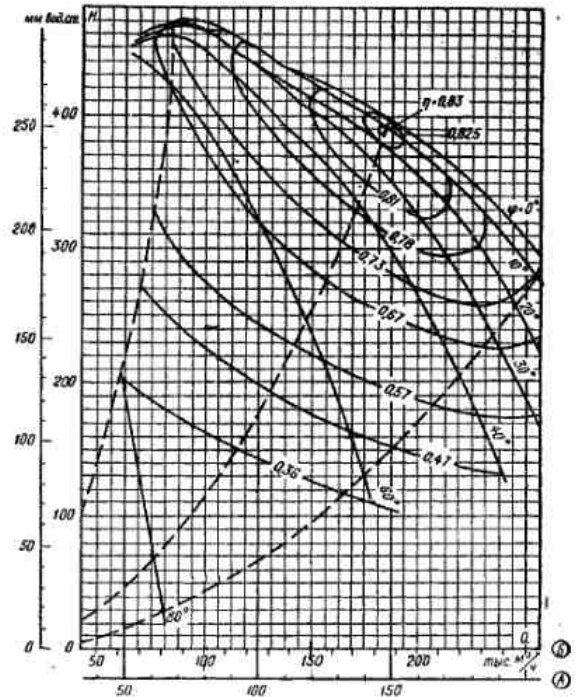


Рис. 44. Аэродинамическая характеристика центробежного дымососа одностороннего всасывания ДН-24: шкала А для $n = 590$ об/мин; шкала Б для $n = 740$ об/мин

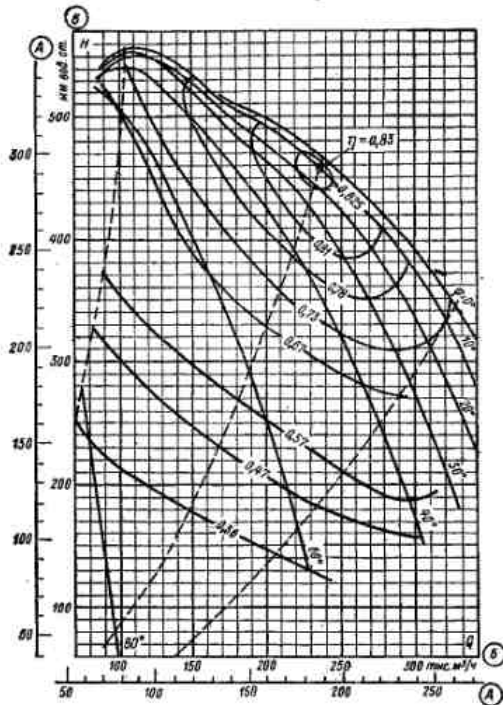


Рис. 45. Аэродинамическая характеристика центробежного дымососа одностороннего всасывания ДН-26: шкала А для $n = 590$ об/мин; шкала Б для $n = 740$ об/мин

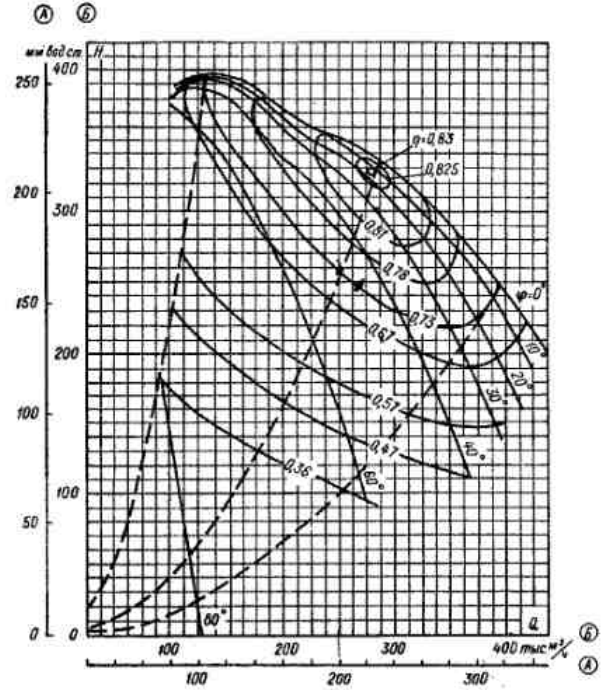


Рис. 46. Аэродинамическая характеристика центробежного дымососа двустороннего всасывания ДН-22×2: шкала А для $n = 590$ об/мин; шкала Б для $n = 740$ об/мин

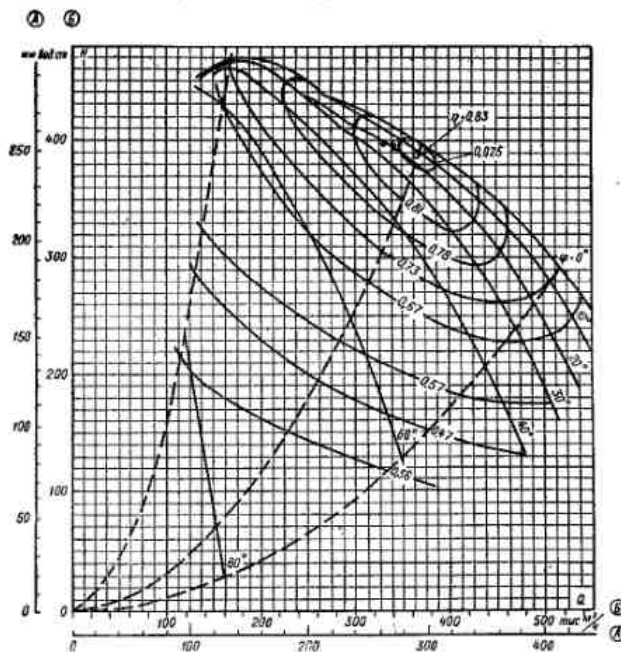


Рис. 47. Аэродинамическая характеристика центробежного дымососа двустороннего всасывания ДН-24×2: шкала А для $n = 590$ об/мин; шкала Б для $n = 740$ об/мин

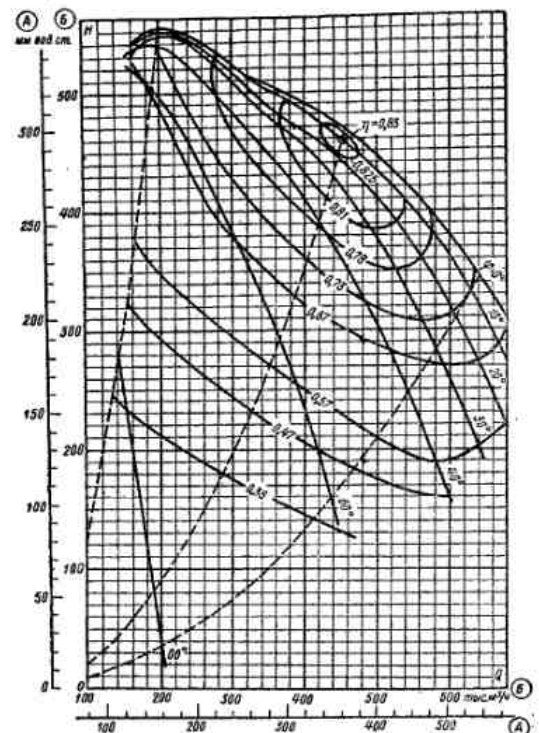


Рис. 48. Аэродинамическая характеристика центробежного дымососа двустороннего всасывания ДН-26×2: шкала А для $n = 590$ об/мин; шкала Б для $n = 740$ об/мин

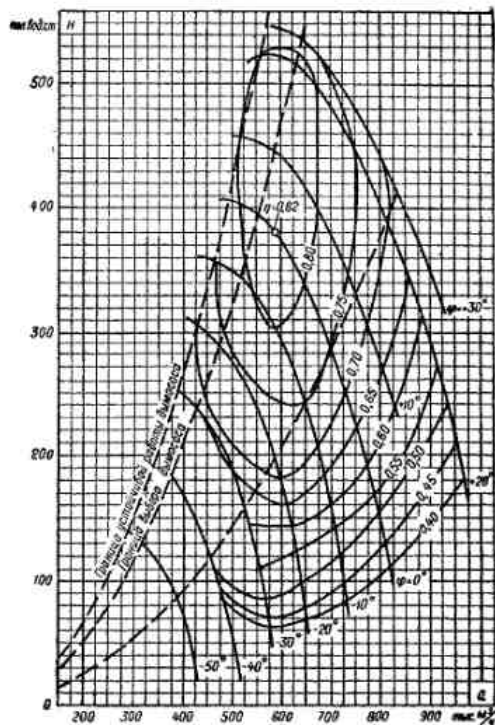


Рис. 49. Аэродинамическая характеристика осевого двухступенчатого дымососа ДОД-28,5: $n = 590$ об/мин

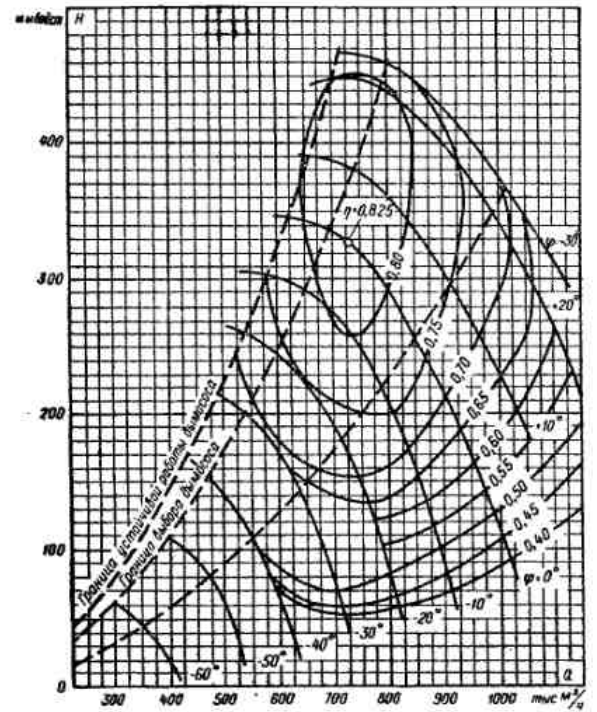


Рис. 50. Аэродинамическая характеристика осевого двухступенчатого дымососа ДОД-31,5: $n = 490$ об/мин

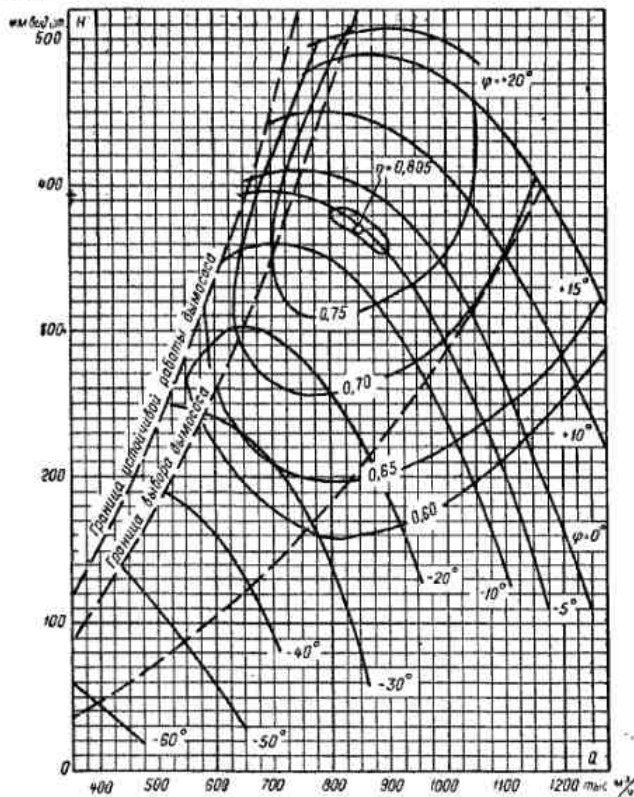


Рис. 51. Аэродинамическая характеристика осевого двухступенчатого дымососа ДОД-31,5Ф: $n = 490$ об/мин

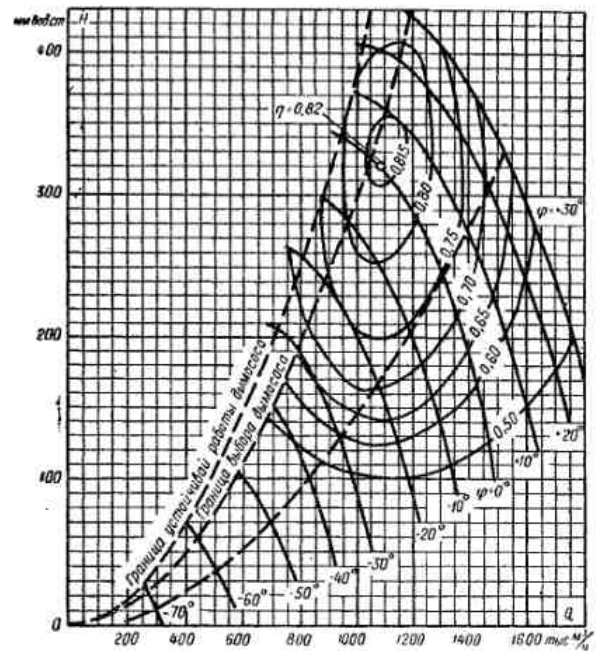


Рис. 52. Аэродинамическая характеристика осевого двухступенчатого дымососа ДОД-41: $n = 370$ об/мин

2. РАСЧЕТ ВОЗДУШНОГО ТРАКТА

2.1. Общие положения

Расчет воздушного тракта, как и газового, ведется на номинальную нагрузку котельного агрегата. Все исходные данные: температура воздуха, живое сечение и средняя скорость воздуха в воздухоподогревателе и другие данные – принимаются из теплового расчета котла или определяются по Нормативному методу теплового расчета [3].

Поправка на давление к сумме сопротивлений всего тракта вводится в конце расчета. Самотяга по тракту подсчитывается также отдельно.

Расчетная схема воздушного тракта котла представлена на рис. 53.

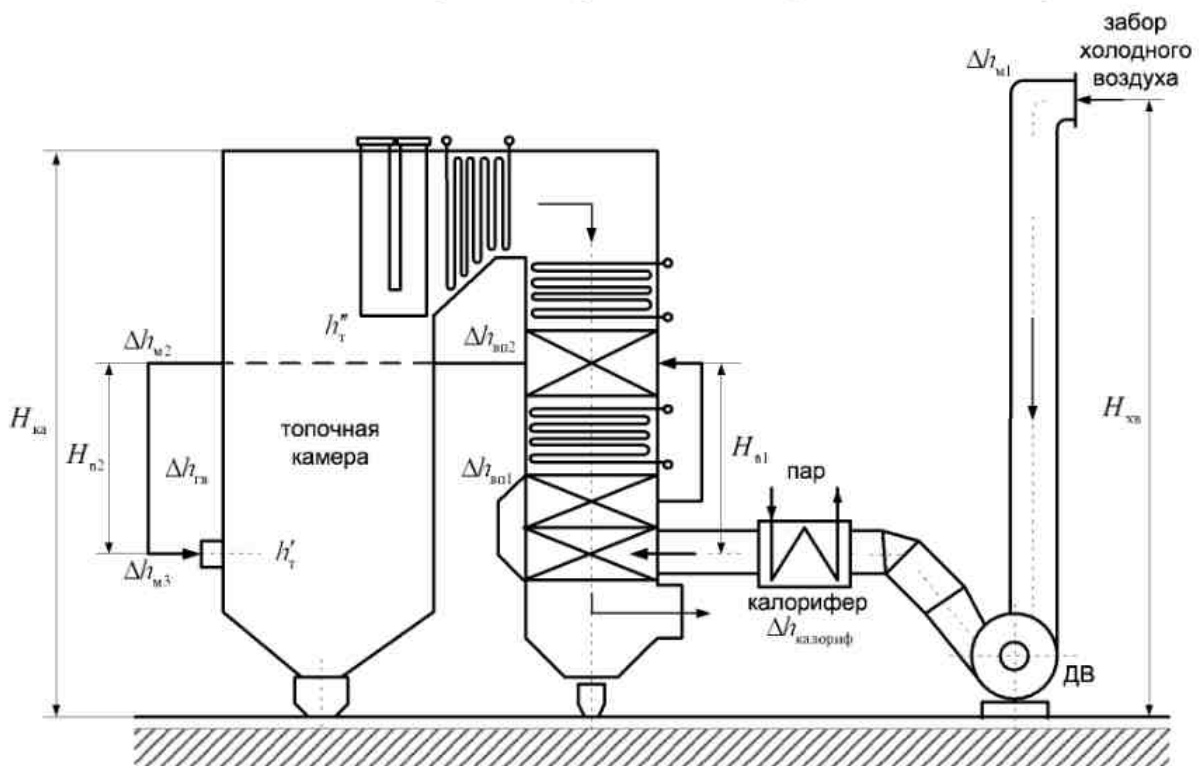


Рис. 53. Расчетная схема воздушного тракта котельной установки

2.2. Сопротивление воздухопровода холодного воздуха

Расчет сопротивления воздухопроводов, как и газопроводов, сводится к определению местных сопротивлений от места забора холодного воздуха до воздухоподогревателя (Δh_m , Па) и сопротивления трения ($\Delta h_{тр}$, Па).

$$\Delta h_{впр} = \sum_{i=1}^n \Delta h_{m_i} + \Delta h_{тр} \quad (2.1)$$

Произвольное местное сопротивление, Па, рассчитывается по формуле:

$$\Delta h_{\text{м}} = \xi_{\text{м}} h_{\text{д}}, \quad (2.2)$$

где $\xi_{\text{м}}$ – величина коэффициента местного сопротивления, принимается в зависимости от типа местного сопротивления:

при повороте на 180° $\xi_{\text{м}} = 2,0$;

при повороте на 90° $\xi_{\text{м}} = 1,0$;

при повороте на 45° $\xi_{\text{м}} = 0,5$.

При определении динамического напора, $h_{\text{д}}$, Па, по рис. 3 скорость воздуха в воздухопроводах $\omega_{\text{в}}$, м/с, принимается равной 10–20 м/с, а температура воздуха принимается равной температуре холодного воздуха $t_{\text{хв}}$, $^\circ\text{C}$.

Найденные местные сопротивления $\Delta h_{\text{м}}$ далее суммируются – $\sum_{i=1}^n \Delta h_{\text{м}}$.

Сопротивление трения возникает при движении потока в воздухопроводах. В обычных аэродинамических расчетах можно не учитывать поправку на теплообмен.

Сопротивление трения в участке газохода, Па, определяется по формуле

$$\Delta h_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d_{\text{э}}} h_{\text{д}}, \quad (2.3)$$

где λ – коэффициент трения, в расчетах можно принимать приближенное значение $\lambda = 0,02$ (железный нефутерованный воздухопровод); $d_{\text{э}}$ – эквивалентный диаметр воздухопровода, м, в практических расчетах принимается от 1,5 до 3 м; l – длина воздухопровода холодного воздуха, м, принимается в расчетах равной высоте воздухопровода ($l = H_{\text{хв}}$, см. рис. 53. Если высота не задана, длину воздухопровода можно принять в зависимости от высоты котельного агрегата равной $l = 1,2 H_{\text{ка}}$). Динамический напор $h_{\text{д}}$, Па, для расчета сопротивления трения воздухопроводов по формуле (2.3) определяется по рис. 3 по скорости воздуха в воздухопроводах $\omega_{\text{в}}$, м/с и температуре холодного воздуха $t_{\text{хв}}$, $^\circ\text{C}$.

2.3. Сопротивление калориферов

Для подогрева воздуха перед входом в воздухоподогреватель используются калориферы ВТИ-ТЭМЗ из трубок диаметром 12 и 16 мм с проволочным оребрением; в настоящее время применяются типы ВТИ-ТЭМЗ-II (диаметром 16 мм), которые обычно набираются из секций СО-110, и ВТИ-ТЭМЗ-III (12 мм).

При отсутствии этих калориферов применяются в отдельных случаях стандартные сантехнические калориферы. Согласно ГОСТ 7201-20 они изго-

тавливаются двух типов: КВ – калориферы, обогреваемые водой, КП – калориферы обогреваемые паром. Калориферы каждого типа могут изготавливаться пяти моделей: самой малой (СМ), малой (М), средней (С), большой (Б) и самой большой (СБ). Кроме того, калориферы различаются типом конструкции оребрения: выпускаются пластинчатые и спирально-навивные.

Сопротивление калорифера по воздуху, $\Delta h_{\text{калориф}}$, Па, в зависимости от его модификации составляет:

для трубчатых калориферов марки ВТИ-ТЭМЗ $\Delta h_{\text{калориф}} = 400\text{--}500$ Па;

для пластинчатых калориферов

марки КПБ-II, КВБ-II $\Delta h_{\text{калориф}} = 350\text{--}380$ Па;

марки КПС-II, КВС-II $\Delta h_{\text{калориф}} = 300\text{--}320$ Па;

марки КВБ $\Delta h_{\text{калориф}} = 330\text{--}360$ Па;

марки СТД $\Delta h_{\text{калориф}} = 340\text{--}370$ Па;

для спирально-навивных калориферов

марки КФБО $\Delta h_{\text{калориф}} = 400\text{--}450$ Па;

марки КФСО $\Delta h_{\text{калориф}} = 420\text{--}460$ Па;

2.4. Сопротивление воздухоподогревателей

Поскольку в регенеративном воздухоподогревателе одни и те же каналы являются газовыми и воздушными, расчет сопротивления воздушной стороны совершенно аналогичен расчету газовой стороны (см. п. 1.7), включая выбор поправочного коэффициента на сопротивление воздухоподогревателя.

Расчет сопротивления отдельной ступени трубчатого воздухоподогревателя по воздушной стороне, $\Delta h_{\text{вп}}$, Па, в котором воздух, как правило, омывает трубы воздухоподогревателя снаружи, а дымовые газы движутся внутри труб, осуществляется по формуле

$$\Delta h_{\text{вп}} = \Delta h_{\text{тр}} + \Delta h_{\text{пов}}, \quad (2.4)$$

где $\Delta h_{\text{тр}}$ – сопротивление поперечно омываемых труб, Па; $\Delta h_{\text{пов}}$ – сопротивление поворотов в перепускных коробах, Па.

Сопротивление поперечно омываемых труб $\Delta h_{\text{тр}}$, Па, для шахматных пучков рассчитывается по формуле

$$\Delta h_{\text{тр}} = \Delta h_{\text{тр}}(z_2 + 1)m, \quad (2.5)$$

где $\Delta h_{\text{тр}}$ – сопротивление одного ряда труб шахматных пучков, Па, определяется по рис. 6 в зависимости от средних значений скорости воздуха (м/с) и температуре (°С) воздуха в поверхности (см. тепловой расчет котельного аг-

регата); z_2 – количество рядов труб по глубине в каждом ходе; m – количество ходов во воздухе.

Сопротивление поворотов в перепускных коробах $\Delta h_{\text{пов}}$, Па, рассчитывается по уравнению

$$\Delta h_{\text{пов}} = \xi h_d, \quad (2.6)$$

где ξ – коэффициент местного сопротивления: при повороте на 180° $\xi = 3,5$; при повороте на 90° $\xi = 0,9$; h_d – динамический напор, Па, значение которого определяется по рис. 3 при средней скорости (м/с) и температуре воздуха ($^\circ\text{C}$) в ступени (см. тепловой расчет котла).

При двухступенчатой компоновке воздухоподогревателя сопротивления каждой ступени рассчитываются отдельно по формуле (2.4) с учетом их индивидуального конструктивного исполнения и впоследствии суммируются.

2.5. Сопротивление воздухопроводов горячего воздуха

Расчет сопротивлений воздухопроводов горячего воздуха (тракт от воздухоподогревателя до горелочного устройства) проводится в соответствии со всеми упрощениями, введенными для расчета газопроводов.

Суммарное сопротивление на произвольном i -том участке воздухопровода горячего воздуха складывается из суммы местных сопротивлений ($\sum_{i=1}^n \Delta h_{\text{м}}, \text{ Па}$) и сопротивления трения ($\Delta h_{\text{тр}}, \text{ Па}$), вычисленного по выпрямленной длине этого участка.

$$\Delta h_{\text{гв}} = \sum_{i=1}^n \Delta h_{\text{м}} + \Delta h_{\text{тр}}. \quad (2.7)$$

2.5.1. Местные сопротивления

К местным сопротивлениям относятся сопротивления на поворотах из воздухоподогревателя в воздухопровод и из воздухопровода в воздухопровод, при резком изменении сечения, при входе в горелочное устройство и т. д. (см. рис. 53).

Произвольное местное сопротивление, Па, рассчитывается по формуле:

$$\Delta h_{\text{м}} = \xi_{\text{м}} h_d, \quad (2.8)$$

где $\xi_{\text{м}}$ – величина коэффициента местного сопротивления, принимается в зависимости от типа местного сопротивления, следующим образом:

при повороте на 180° $\xi_{\text{м}} = 2,0$;

при повороте на 90° $\xi_{\text{м}} = 1,0$;

при повороте на 45° $\xi_m = 0,5$.

При определении динамического напора, h_d , Па, по рис. 3 скорость воздуха ω_v принимается равной 10–20 м/с, температура воздуха принимается равной температуре горячего воздуха, $t_{гв}$, $^\circ\text{C}$.

Найденные местные сопротивления на участке от воздухоподогревателя до горелочного устройства далее суммируются $\sum_{i=1}^n \Delta h_{m_i}$, Па.

2.5.2. Сопротивление трения

Сопротивление трения возникает при движении потока воздуха в воздухопроводах. В обычных аэродинамических расчетах можно не учитывать поправку на теплообмен.

Для выполнения расчета должна быть составлена схема воздухопроводов с указанием длины участков, их сечения, материала изготовления стенок, наличия поворотов, сужения и т.д. Также должна быть подсчитана скорость воздуха на всех участках при известной температуре горячего воздуха. В упрощенных расчетах скорость воздуха может быть задана $\omega_v = 10\text{--}20$ м/с.

Сопротивление трения воздухопровода, Па, определяется по формуле

$$\Delta h_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d_3} h_d, \quad (2.9)$$

где d_3 – эквивалентный диаметр газохода, м, подсчитывается следующим образом:

для воздухопроводов прямоугольного сечения

$$d_3 = \frac{2ab}{a+b}, \quad (2.10)$$

где a и b – размеры сторон газохода прямоугольного сечения, м;

для газоходов круглого сечения d_3 принимается равным диаметру канала;

если размеры воздухопровода не известны, то эквивалентный диаметр воздухопровода, м, в практических расчетах можно принять ориентировочно $d_3 = 1,5\text{--}3$ м;

λ – коэффициент сопротивления, значения коэффициента λ для стальных нефутерованных воздухопроводов принимается $\lambda = 0,02$, а для стальных футерованных, кирпичных или бетонных каналов при $d_3 \geq 0,9$ м $\lambda = 0,03$, при $d_3 < 0,9$ м $\lambda = 0,04$;

l – длина газохода, м (см. рис. 53);

Если длина воздухопровода на участке от воздухоподогревателя до горелочного устройства не задана, то ориентировочно ее значение можно определить по формуле, м:

$$l_{гв} = \frac{D_{пе}}{(1,55 + 0,025 D_{пе})}, \quad (2.11)$$

где $D_{пе}$ – паропроизводительность котла, кг/с.

Величина h_d в формуле (2.9) – динамический напор, Па, принимается по рис. 3 в зависимости от значений скорости воздуха ω_b , м/с и температуры горячего воздуха $t_{гв}$, °С.

2.6. Сопротивление топочных и горелочных устройств

При факельном сжигании топлива в тех случаях, когда сопротивление тракта первичного воздуха преодолевается за счет мельничного вентилятора или самовентиляции мельницы, а также при сжигании мазута и газа полное давление принимается равным затрате давления на преодоление сопротивлений, возникающих при прохождении вторичного воздуха через горелку, сопла или шлицы, включая потерю динамического давления при выходе воздуха в топку.

Сопротивление горелки $\Delta h_{гор}$, Па, а также сопл или шлиц по вторичному воздуху с учетом потери с выходной скоростью выражается формулой:

$$\Delta h_{гор} = \xi_{гор} h_d, \quad (2.12)$$

где $\xi_{гор}$ – коэффициент сопротивления горелочного устройства, принимается в расчетах $\xi_{гор} = 1,6-3,0$; $h_d = \omega_2^2 \rho / 2$ – динамический напор, Па, определяется по рис. 3 по скорости вторичного воздуха ω_2 , м/с (см. тепловой расчет системы пылеприготовления) и температуре горячего воздуха $t_{гв}$, °С.

2.7. Самотяга

Самотяга любого участка воздушного тракта высотой H_i , м, рассчитывается по формуле

$$h_{ci} = \pm H_i g \left(1,23 - 1,32 \frac{273}{273 + t_b} \right), \quad (2.13)$$

где t_b – средняя температура воздуха на расчетном участке, °С.

Самотяга воздушного тракта рассчитывается только для двух участков.

Первый участок – воздухоподогреватель, для которого расчетная высота принимается равной разности отметок ввода воздухопровода холодного воздуха и вывода воздухопровода горячего воздуха ($H_{в1}$, см. рис. 53). В этом

случае $t_v = \frac{t_{хв} + t_{гв}}{2}$, где $t_{хв}$ – температура холодного воздуха, °С; $t_{гв}$ – темпе-

ратура горячего воздуха, °С. Самотяга на первом участке, рассчитанная по формуле (2.13), принимается со знаком плюс. Второй участок – весь воздухопровод горячего воздуха, расчетная высота которого принимается равной разности отметок вывода воздухопровода горячего воздуха из воздухоподогревателя и входа в топку (оси горелок, $H_{в2}$, см. рис. 53)). На втором участке $t_v = t_{гв}$. Самотяга на втором участке принимается со знаком минус.

При установке регенеративных воздухоподогревателей с вертикальной осью можно с учетом их малой высоты не рассчитывать отдельно Самотягу в воздухоподогревателе, а добавлять половину его высоты к расчетной высоте воздухопровода горячего воздуха.

Величина результирующей самотяги, H_c , Па, воздушного тракта котла рассчитывается по выражению

$$H_c = \sum_{i=1}^2 h_{ci}. \quad (2.14)$$

2.8. Перепад полных давлений по тракту

Перепад полных давлений в воздушном тракте (при уравновешенной тяге) определяется по формуле

$$\Delta H_n = \Delta H_v - H_c - h'_t, \quad (2.15)$$

где h'_t – разрежение в топке на уровне ввода воздуха, Па. Значение h'_t обычно больше разрежения на выходе из топки h''_t , принимаемого в расчете газового тракта, на величину самотяги в топке и определяется по приближенной формуле

$$h'_t = h''_t + 0,95H', \quad (2.16)$$

где H' – расстояние по вертикали между высшей точкой сечения выхода газов из топки и средним сечением ввода воздуха в топку, м.

Суммарное сопротивление воздушного тракта котла, ΔH , Па, рассчитывается по выражению

$$\Delta H_v = \Delta h_{впр} + \Delta h_{калориф} + \Delta h_{вп} + \Delta h_{гв} + \Delta h_{гор}, \quad (2.17)$$

где $\Delta h_{\text{впр}}$ – сопротивление воздухопроводов холодного воздуха, Па, определяется по формуле (2.1.); $\Delta h_{\text{калориф}}$ – сопротивление калорифера, Па (см. п. 2.3); $\Delta h_{\text{вп}}$ – сопротивление воздухоподогревателя (для двухступенчатой компоновки воздухоподогревателя учитывается суммарное сопротивление обеих ступеней $\Delta h_{\text{вп}} = \Delta h_{\text{вп1}} + \Delta h_{\text{вп2}}$), Па, определяется по формуле (2.4); $\Delta h_{\text{гв}}$ – сопротивление воздухопроводов горячего воздуха, Па, определяется по формуле (2.7); $\Delta h_{\text{гор}}$ – сопротивление горелочных устройств, Па, рассчитывается по формуле (2.12).

2.9. Выбор типоразмера дутьевого вентилятора.

Определение его производительности, напора и мощности привода

Выбор типоразмера дутьевого вентилятора сводится к подбору агрегата, обеспечивающего необходимые производительность и давление, определенные при расчете воздушного тракта, и потребляющей наименьшее количество энергии при эксплуатации.

Характеристика вентилятора представляет собой обычно графические зависимости создаваемого машиной давления (H_v , Па), потребляемой мощности (N_v , кВт) и коэффициента полезного действия (η_v , %) от производительности (Q_v , м³/с).

Для обеспечения надежной работы котельного агрегата при колебаниях барометрического давления, изменениях качества топлива, изменений в процессе эксплуатации сопротивлений трактов характеристики тягодутьевых машин выбираются с запасом, в частности:

по производительности $\beta_1 = 1,1$;

по давлению $\beta_2 = 1,2$.

Производительность вентилятора, м³/с – объем перемещаемых вентилятором воздуха в единицу времени, измеренный во входном сечении, определяется по формуле

$$Q_p = \beta_1 V_v, \quad (2.18)$$

где V_v – расход воздуха при номинальной нагрузке котла, м³/с, рассчитывается по формуле

$$V_d = B_p V_v^0 (\alpha_r - \Delta\alpha_r - \Delta\alpha_{\text{пл}} + \Delta\alpha_{\text{вп}}) \frac{t_{\text{хв}} + 273}{273}, \quad (2.19)$$

где B_p – расчетный расход топлива, кг/с; V_v^0 – теоретически необходимое для горения количество воздуха, м³/кг; α_r – коэффициент избытка воздуха в топ-

ке; $\Delta\alpha_t$ и $\Delta\alpha_{пл}$ – присосы воздуха в топке и в системе пылеприготовления; $\Delta\alpha_{вн}$ – относительная утечка воздуха в воздухоподогревателе, принимается равной величине присосов воздуха в воздухоподогревателе по газовой стороне; $t_{хв}$ – температура холодного воздуха перед дутьевым вентилятором, °С. Все вышеуказанные величины принимаются из теплового расчета котла.

Как правило, для обеспечения надежности работы котельной установки на один котел устанавливаются два дутьевых вентилятора, соответственно производительность одного вентилятора (Q_v , м³/с), по которой осуществляется выбор типоразмера машины определяется по выражению

$$Q_v = \frac{Q_p}{2}. \quad (2.20)$$

Необходимое по расчету полное давление, Па, которое должен развивать дутьевой вентилятор, определяется по формуле

$$H_v = \beta_2 \Delta H_n, \quad (2.21)$$

где ΔH_n – перепад полных давлений по воздушному тракту, Па (см. формулу 2.15).

К числу наиболее распространенных типоразмеров дутьевых вентиляторов, применяющихся в отечественной энергетике для котлов средней и большой паропроизводительности, относятся центробежные вентиляторы одно- и двустороннего всасывания с назад загнутыми крыловидными лопатками типа 0,7–160–П (см. рис. 54 и 55). Машины одностороннего всасывания выпускаются комплектно с осевыми направляющими аппаратами и в зависимости от графика нагрузки котла могут устанавливаться с одно- и двухскоростными электродвигателями. Для котлоагрегатов с уравновешенной тягой к блокам 200 МВт и выше выпускаются дутьевые вентиляторы также с назад загнутыми профильными лопатками типа 0,7–160 (рис. 56) и Ц59–15,1–30.

По найденным значениям производительности (Q_v , м³/с (тыс. м³/ч)) и напору (H_v , Па (мм вод. ст.)) по рис. 57–58 выбирается необходимый типоразмер дутьевого вентилятора. Основными факторами, определяющими выбор вентилятора, является КПД и удобство компоновки.

Расчетная мощность двигателя (N_v , кВт) определяется по формуле

$$N_v = \beta_3 \frac{Q_v H_v 10^{-3}}{\eta_v}, \quad (2.22)$$

где $\beta_3 = 1,05$ – коэффициент запаса по потребляемой мощности; Q_v – производительность вентилятора, м³/с; H_v – расчетный напор дутьевого вентилятора, Па; η_v – коэффициент полезного действия вентилятора, (в долях), оп-

ределяется по рис. 59–76 в зависимости от значений Q_v и H_v , где φ – степень открытия регулирующего органа (направляющего аппарата).

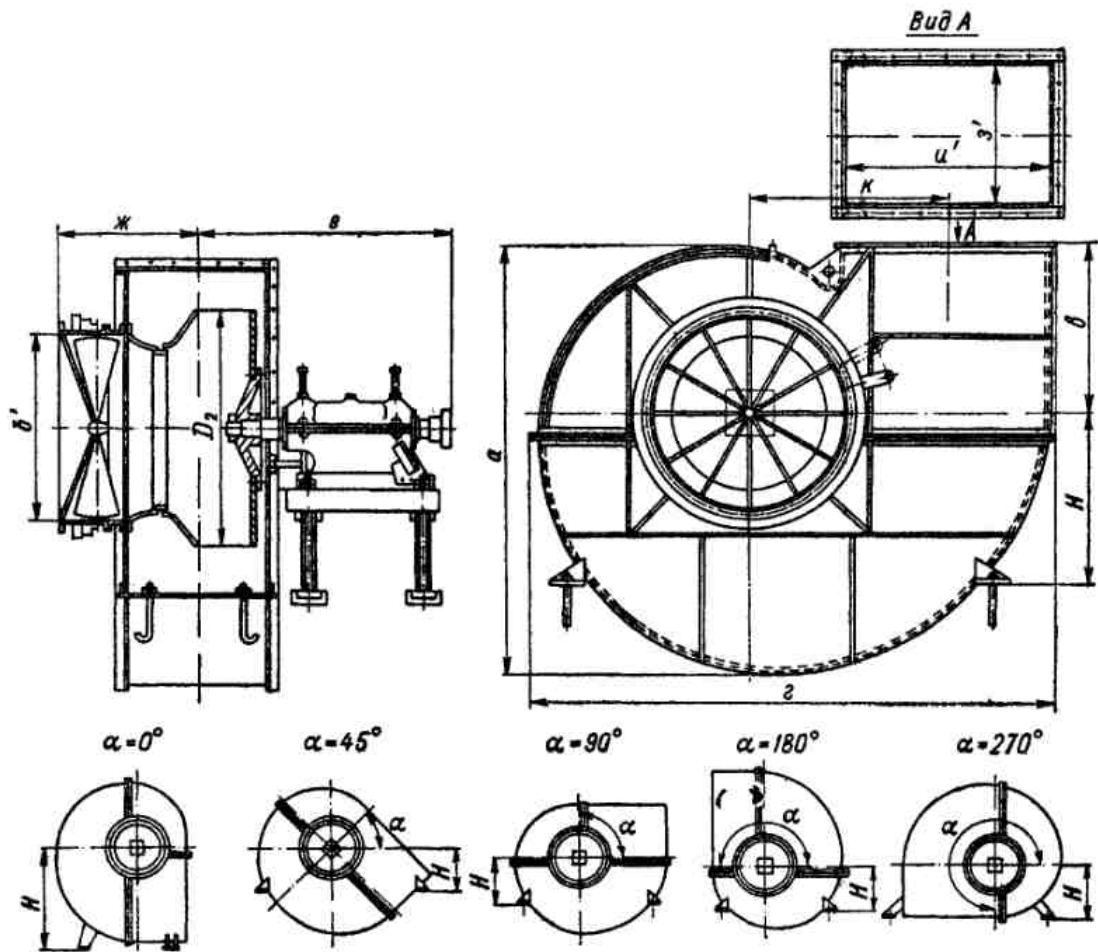


Рис. 54. Дутьевой вентилятор одностороннего всасывания типа 0,7–160–II

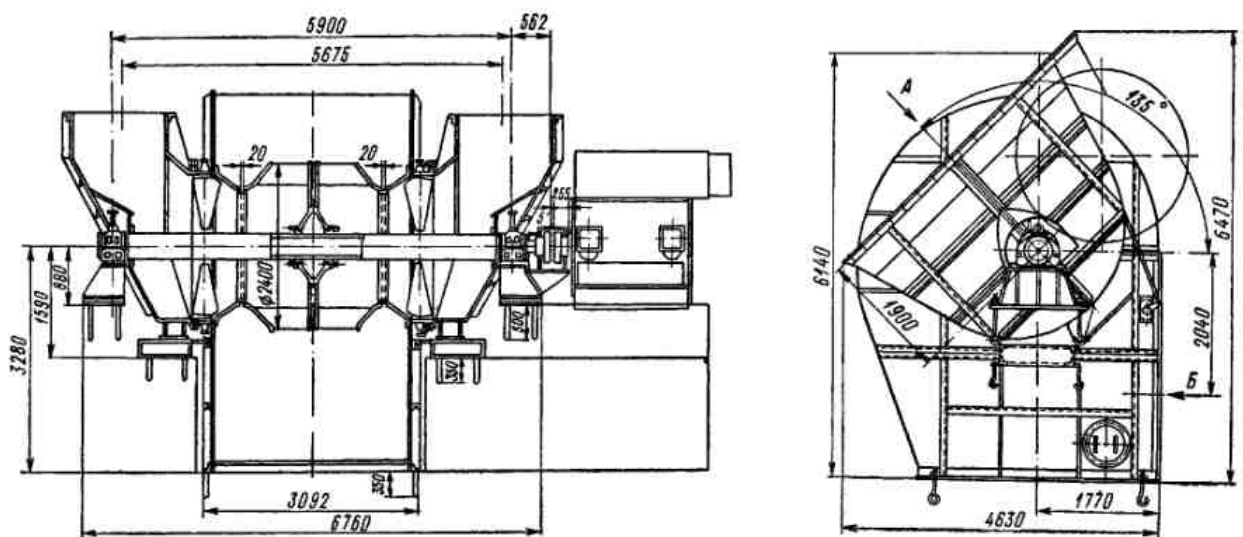


Рис. 55. Дутьевой вентилятор двустороннего всасывания ВДН-24×2 типа 0,7–160–II

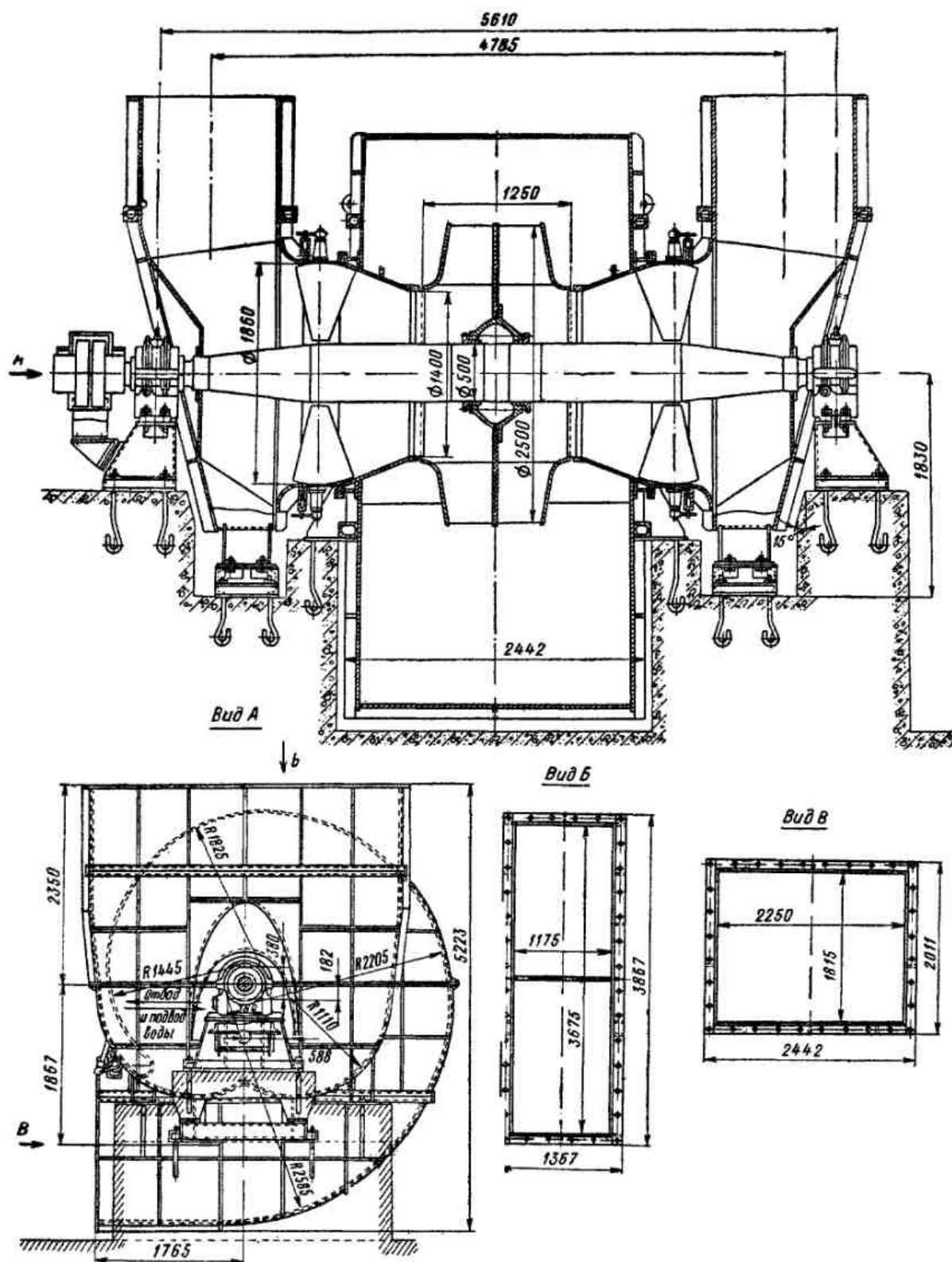


Рис. 56. Дутьевой вентилятор двустороннего всасывания ВДН-25×2 типа 0,7-160

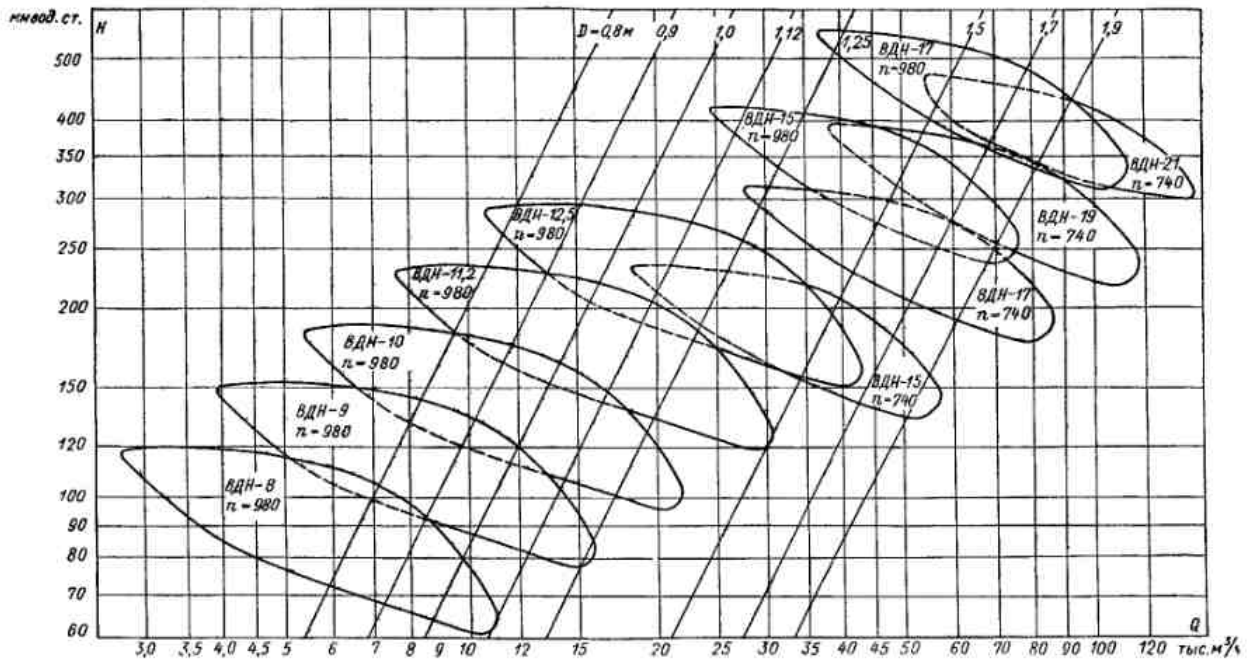


Рис. 57. Сводный график характеристик центробежных дутьевых вентиляторов 0,7-160

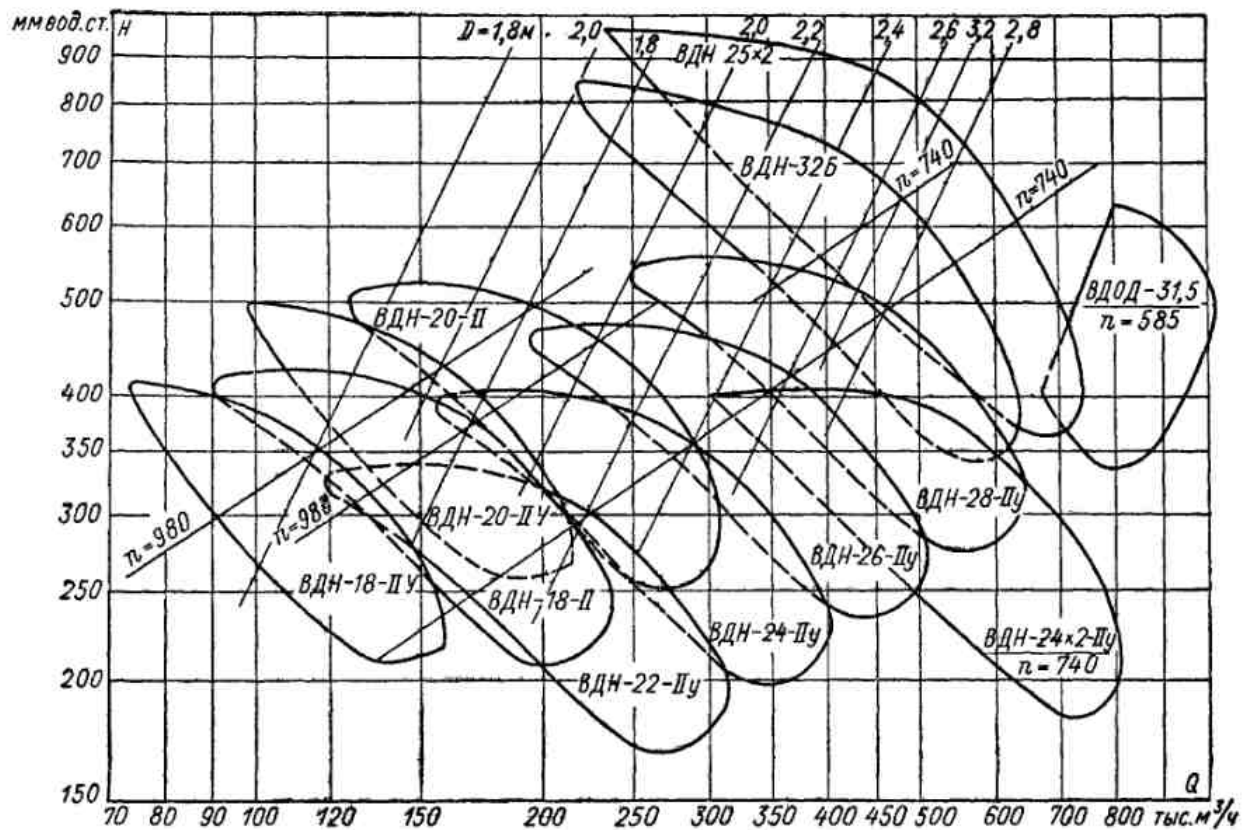


Рис. 58. Сводный график характеристик центробежных дутьевых вентиляторов типа 0,7-160-П, а также ВДН-32Б, ВДН-24×2, ВДН-25×2 и ВДОД-31,5

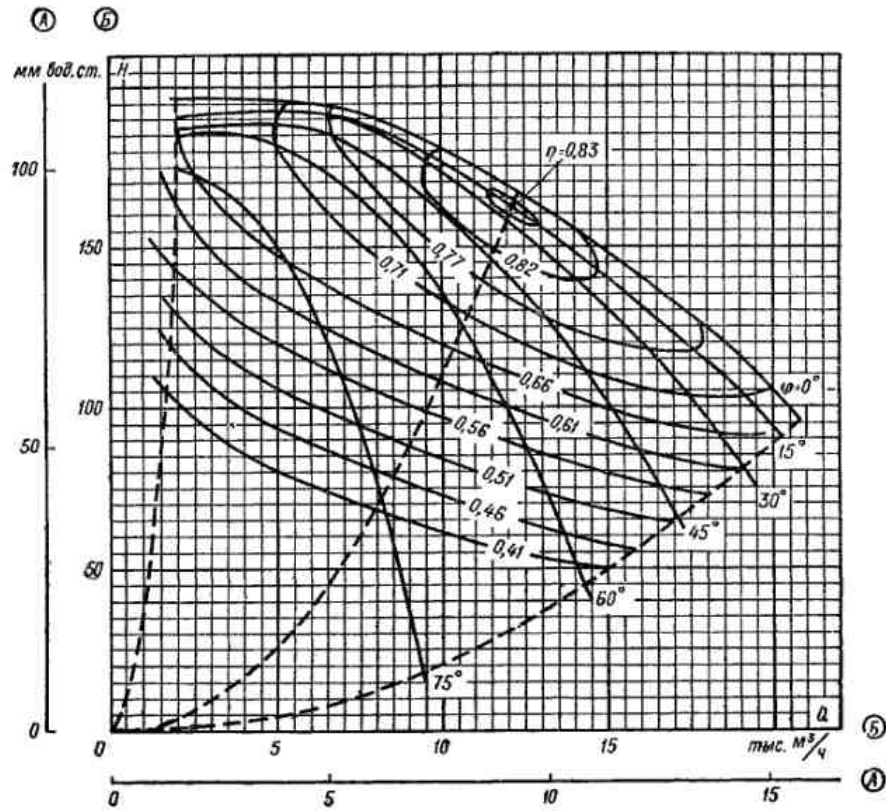


Рис. 59. Аэродинамическая характеристика центробежного дутьевого вентилятора одностороннего всасывания ВДН-10: шкала А для $n = 740$ об/мин; шкала Б для $n = 980$ об/мин

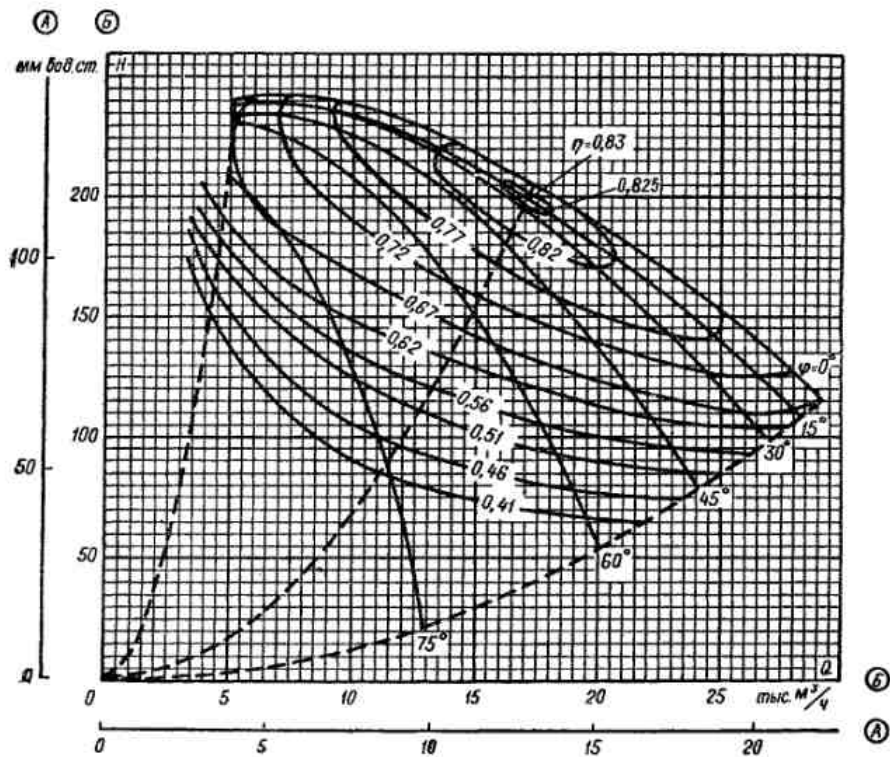


Рис. 60. Аэродинамическая характеристика центробежного дутьевого вентилятора одностороннего всасывания ВДН-11,2: шкала А для $n = 740$ об/мин; шкала Б для $n = 980$ об/мин

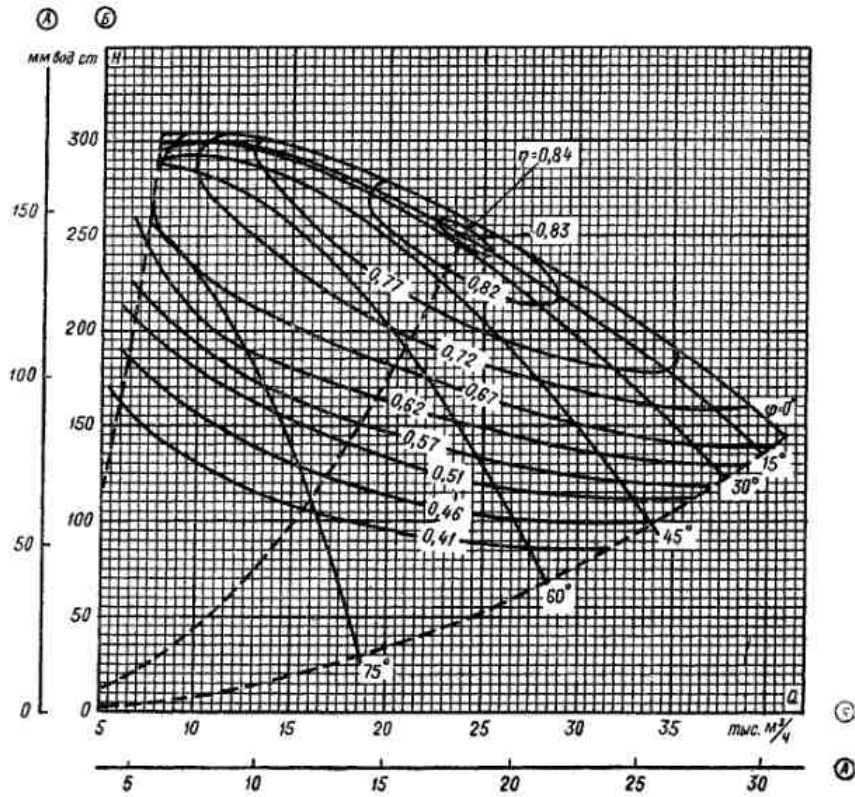


Рис. 61. Аэродинамическая характеристика центробежного дутьевого вентилятора одностороннего всасывания ВДН-12,5: шкала А для $n = 740$ об/мин; шкала Б для $n = 980$ об/мин

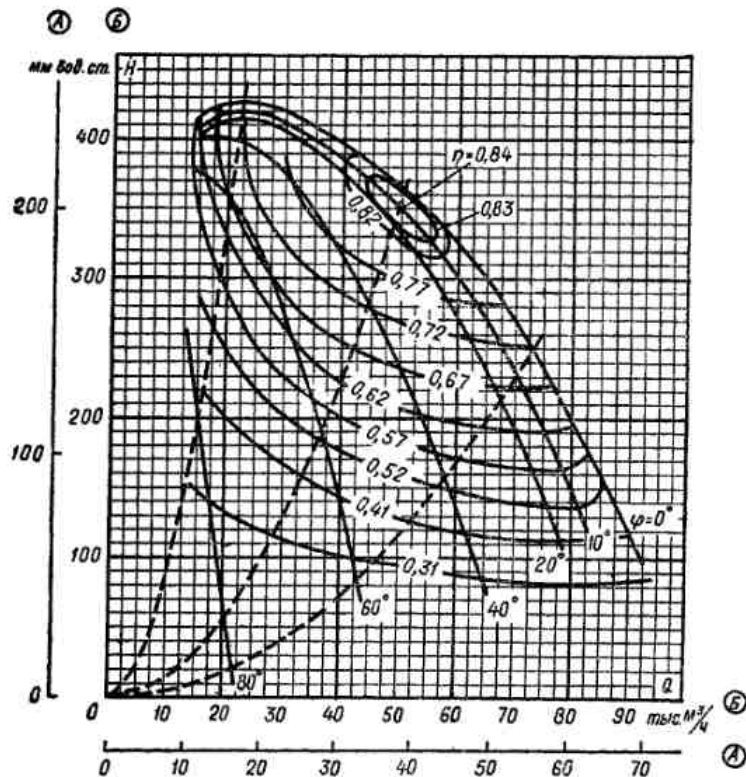


Рис. 62. Аэродинамическая характеристика центробежного дутьевого вентилятора одностороннего всасывания ВДН-15: шкала А для $n = 740$ об/мин; шкала Б для $n = 980$ об/мин

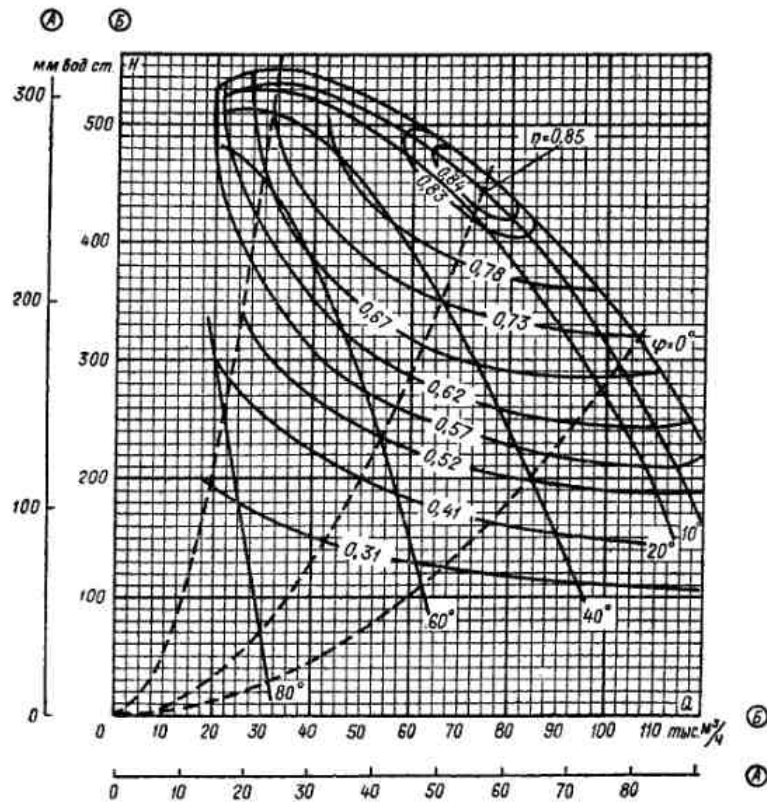


Рис. 63. Аэродинамическая характеристика центробежного дутьевого вентилятора одностороннего всасывания ВДН-17: шкала А для $n = 740$ об/мин; шкала Б для $n = 980$ об/мин

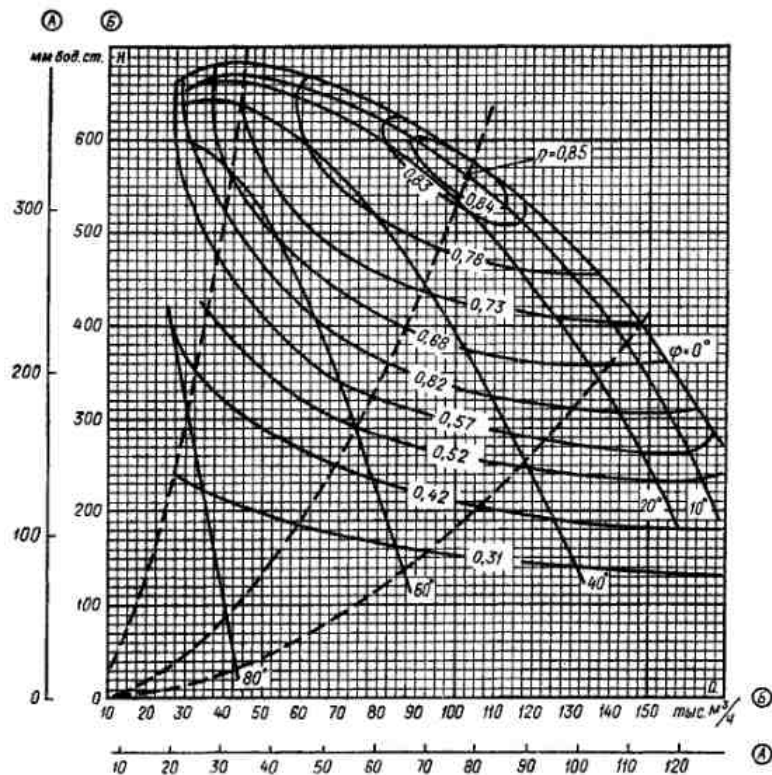


Рис. 64. Аэродинамическая характеристика центробежного дутьевого вентилятора одностороннего всасывания ВДН-19: шкала А для $n = 740$ об/мин; шкала Б для $n = 980$ об/мин

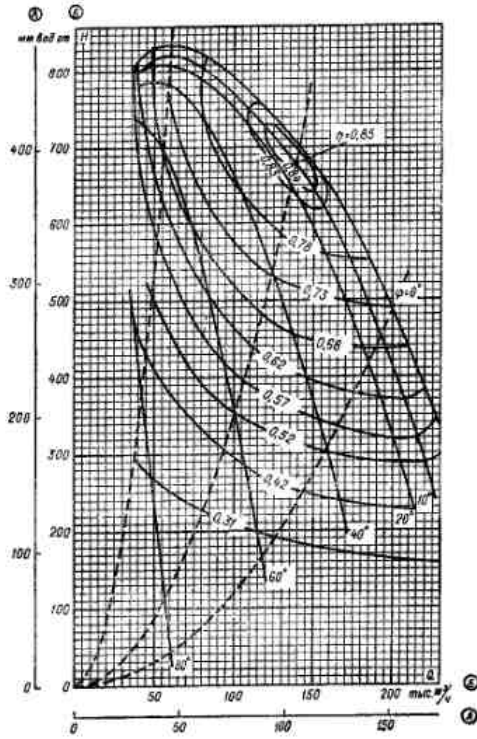


Рис. 65. Аэродинамическая характеристика центробежного вентилятора одностороннего всасывания ВДН-21: шкала А для $n = 740$ об/мин; шкала Б для $n = 980$ об/мин

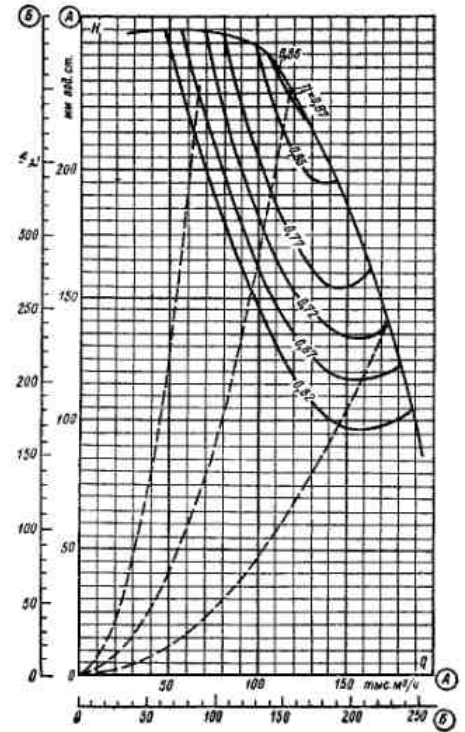


Рис. 66. Аэродинамическая характеристика центробежного вентилятора одностороннего всасывания ВДН-18-ПУ: шкала А для $n = 740$ об/мин; шкала Б для $n = 980$ об/мин

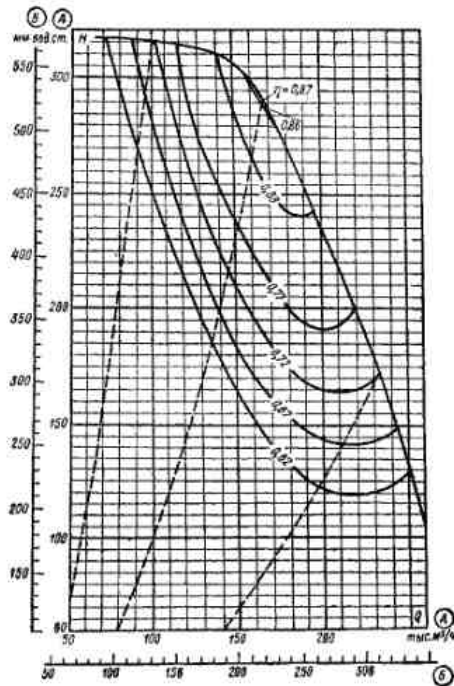


Рис. 67. Аэродинамическая характеристика центробежного вентилятора одностороннего всасывания ВДН-18-П: шкала А для $n = 740$ об/мин; шкала Б для $n = 980$ об/мин

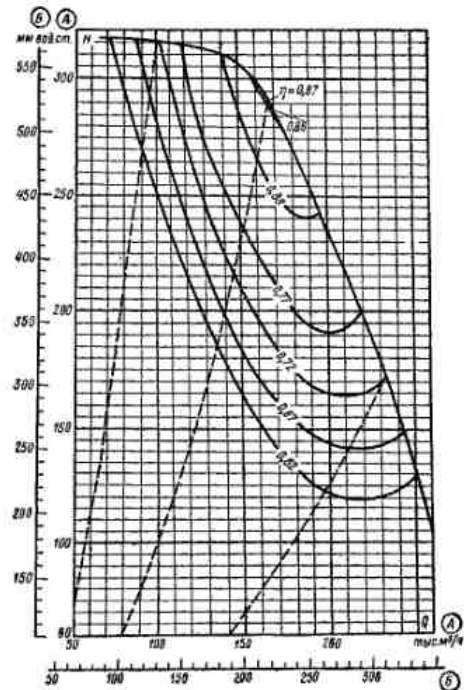


Рис. 68. Аэродинамическая характеристика центробежного вентилятора одностороннего всасывания ВДН-20-П: шкала А для $n = 740$ об/мин; шкала Б для $n = 980$ об/мин

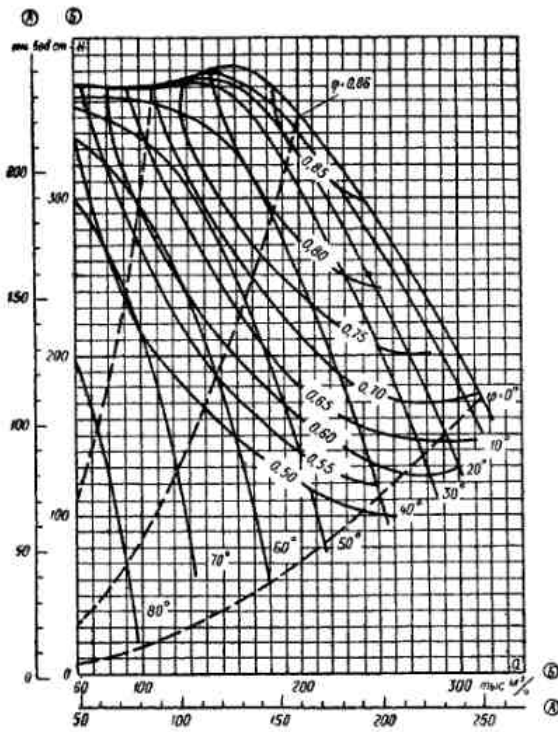


Рис. 69. Аэродинамическая характеристика центробежного вентилятора одностороннего всасывания ВДН-22-ПУ: шкала А для $n = 590$ об/мин; шкала Б для $n = 740$ об/мин

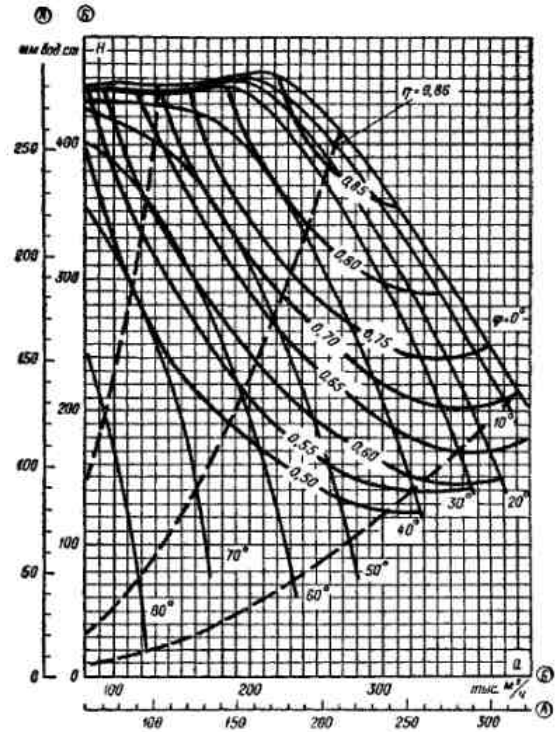


Рис. 70. Аэродинамическая характеристика центробежного вентилятора одностороннего всасывания ВДН-24-ПУ: шкала А для $n = 590$ об/мин; шкала Б для $n = 740$ об/мин

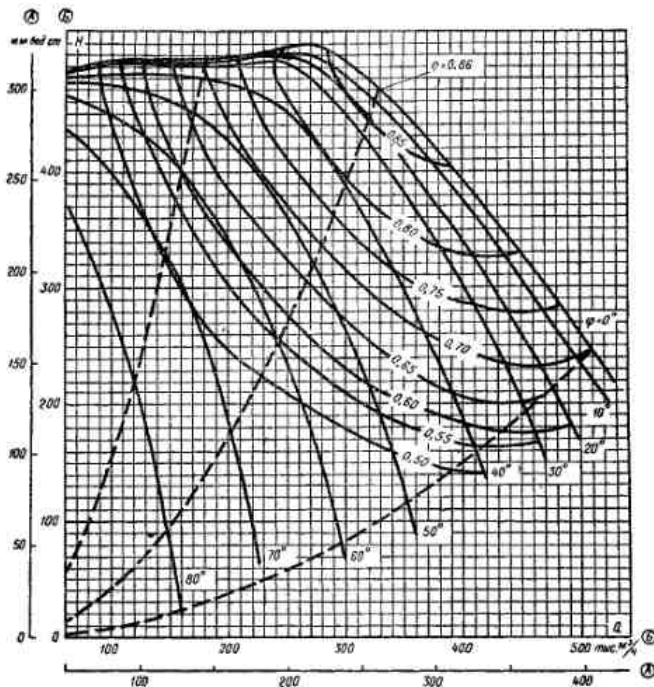


Рис. 71. Аэродинамическая характеристика центробежного вентилятора одностороннего всасывания ВДН-26-ПУ: шкала А для $n = 590$ об/мин; шкала Б для $n = 740$ об/мин

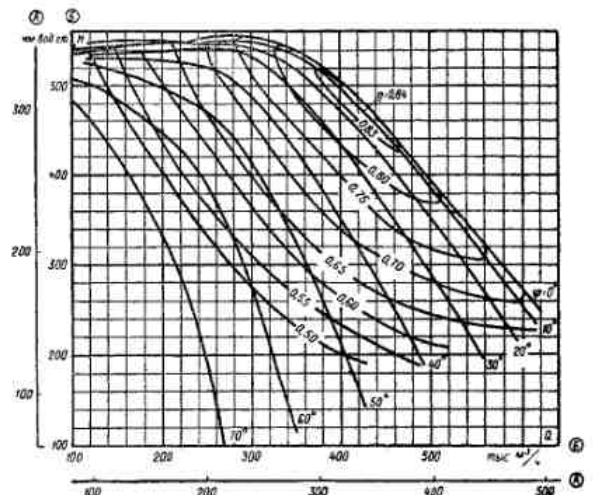


Рис. 72. Аэродинамическая характеристика центробежного вентилятора одностороннего всасывания ВДН-28-ПУ: шкала А для $n = 590$ об/мин; шкала Б для $n = 740$ об/мин

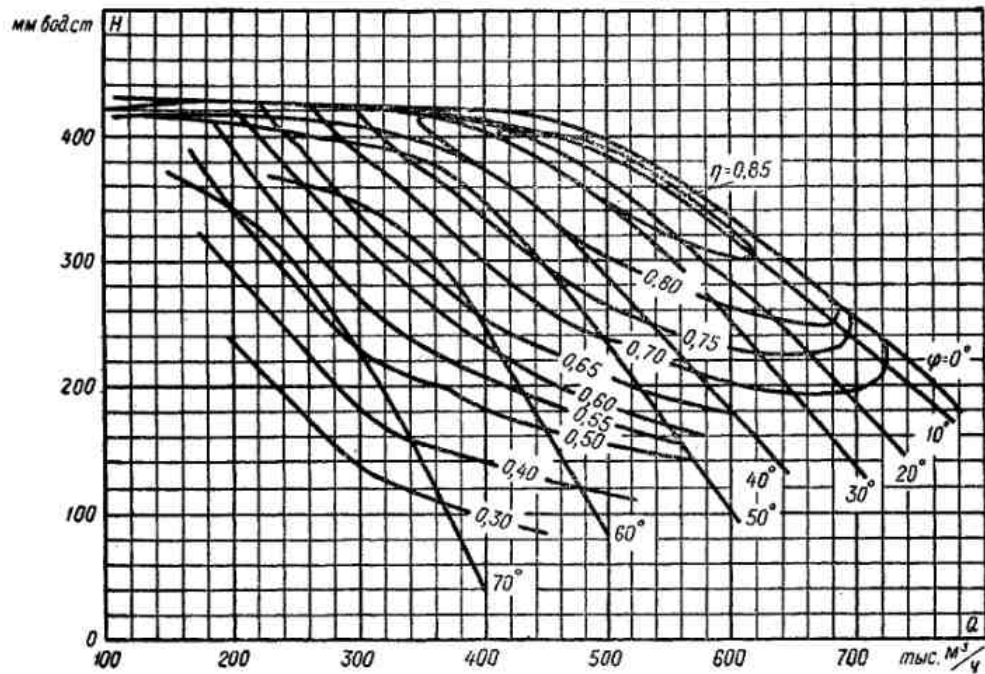


Рис. 73. Аэродинамическая характеристика центробежного дутьевого вентилятора двустороннего всасывания ВДН-24×2-ПУ: $n = 740$ об/мин

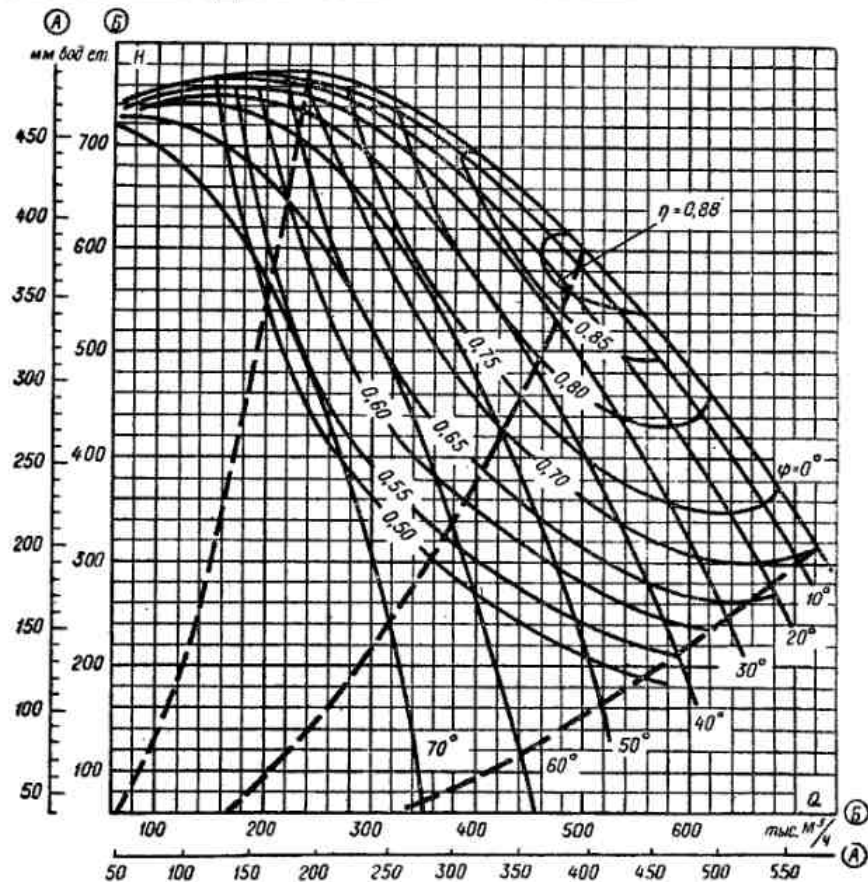


Рис. 74. Аэродинамическая характеристика центробежного дутьевого вентилятора двустороннего всасывания ВДН-32Б: шкала А для $n = 590$ об/мин; шкала Б для $n = 740$ об/мин

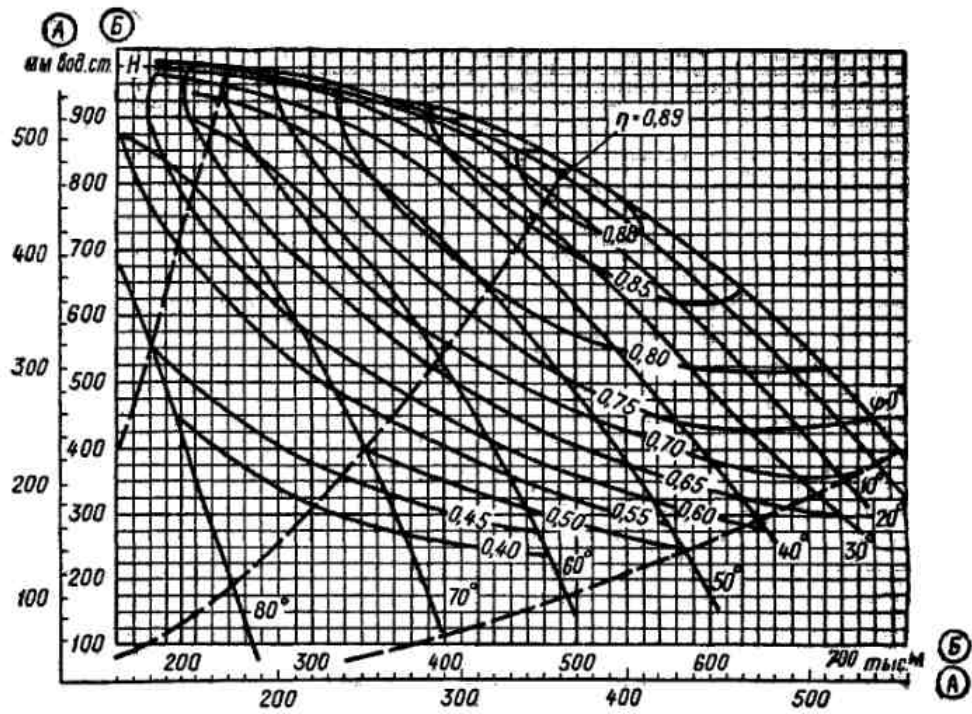


Рис. 75. Аэродинамическая характеристика центробежного дутьевого вентилятора двустороннего всасывания ВДН-25×2: $n = 740$ об/мин

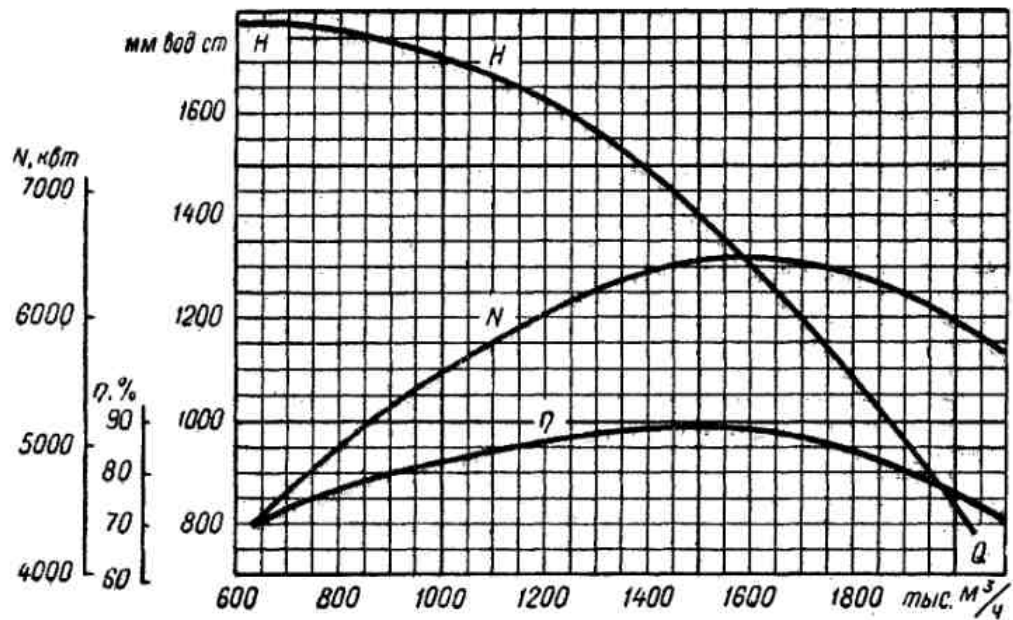


Рис. 76. Аэродинамическая характеристика центробежного дутьевого вентилятора двустороннего всасывания ВДН-36×2: $n = 920$ об/мин

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Аэродинамический расчет котельных установок (нормативный метод) / Под ред. С. И. Мочана. Изд. 3-е. Л.: Энергия, 1972. – 256 с.
2. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы. Тепловой расчет парового котла / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2005. – 96 с.
3. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы. Конструкционные характеристики энергетические котельных агрегатов / Е. А. Бойко, Т. И. Охорзина. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2004. – 228 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
1. Расчет газового тракта	5
1.1. Общий порядок расчета	5
1.2. Сопротивление ширмового пароперегревателя	6
1.3. Сопротивление конвективного пароперегревателя	7
1.4. Сопротивление водяного экономайзера	9
1.5. Сопротивление чугунного ребристого водяного экономайзера	14
1.6. Сопротивление трубчатого воздухоподогревателя	14
1.7. Сопротивление регенеративного воздухоподогревателя	18
1.8. Сопротивление газоходов	21
1.8.1. Местные сопротивления	21
1.8.2. Сопротивление трения	22
1.9. Гидравлическое сопротивление золоуловителя	25
1.10. Сопротивление дымовой трубы	30
1.11. Самотяга	32
1.12. Расчет перепада полных давлений по газовому тракту	33
1.13. Выбор типоразмера дымососа. Определение его производительности, напора и мощности привода	35
2. Расчет воздушного тракта	52
2.1. Общие положения	52
2.2. Сопротивление воздухопровода холодного воздуха	52
2.3. Сопротивление калориферов	53
2.4. Сопротивление воздухоподогревателей	54
2.5. Сопротивление воздухопроводов горячего воздуха	55
2.5.1. Местные сопротивления	55
2.5.2. Сопротивление трения	56
2.6. Сопротивление топочных и горелочных устройств	57
2.7. Самотяга	57
2.8. Перепад полных давлений по тракту	58
2.9. Выбор типоразмера дутьевого вентилятора. Определение его производительности, напора и мощности привода	59
Библиографический список	71