Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Кузбасский государственный технический университет
имени Т. Ф. Горбачева»

Д. А. Лапин, А. П. Абрамов

ПЕРЕВОД БЕЗРАЗМЕРНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВЕНТИЛЯТОРА В РАЗМЕРНУЮ

методические указания к практическому занятию

Рекомендовано учебно-методической комиссией
направления подготовки бакалавров
13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника»
в качестве электронного издания
для практического занятия

Кемерово 2017

Рецензенты:

Темникова Е.Ю. – доцент кафедры теплоэнергетики

Богомолов А. Р. – председатель учебно-методической комиссии направления подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника»

Лапин Дмитрий Александрович. Перевод безразмерной характеристики вентилятора в размерную [Электронный ресурс]: методические указания к практическому занятию по дисциплине «Тепловые двигатели и нагнетатели» для студентов направления подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника» / Д. А. Лапин, А. П. Абрамов. – Электрон. дан. – Кемерово: КузГТУ, 2017. – Систем. требования: Pentium IV ; ОЗУ 8 Гб ; Windows 2003. - Загл. с экрана.

Методические указания к практическому занятию составлены в соответствии с рабочей программой дисциплины «Тепловые двигатели и нагнетатели» и предназначены для бакалавров направления подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника».

© КузГТУ
© Лапин Д. А.
© Абрамов А.П.

ВВЕДЕНИЕ

Как правило, производители вентиляторов имеют номенклатуру в несколько десятков моделей, которые выполняются по одной аэродинамической схеме. Использование одной аэродинамической схемы позволяет снизить затраты производства, увеличить производительность труда и повысить качество продукции.

В каталоге выпускаемой продукции производитель приводит в таблице параметры каждой модели оборудования при работе ее в номинальном режиме: производительность, давление, мощность, частоту вращения и максимальный КПД. Дополнительно приведены безразмерные характеристики вентиляторов всего модельного ряда, производимых по одной аэродинамической схеме, что, несомненно, сокращает объем каталога.

При выполнении проектов для подачи воздуха на технологические нужды в разных отраслях промышленности России широко используются центробежные и осевые вентиляторы, которые в технике принято называть турбомашинами. К этим машинам применимы законы пропорциональности, разработанные академиком А.П. Германом. Применение этих законов позволяет представлять индивидуальные характеристики турбомашин, между которыми сохраняется геометрическое и конструктивное подобие – выполненных по одной аэродинамической схеме в виде безразмерных характеристик для всего типажного ряда. Эти характеристики при практическом проектировании не позволяют оперативно определять действительные параметры работы вентилятора на трубопровод (сеть) с известной или расчетной характеристикой. Считать, что выбранный по каталогу вентилятор будет работать на трубопровод с конкретной характеристикой с паспортными параметрами для номинального режима неправильно. Для определения действительных параметров рабочего режима вентилятора требуются действительные индивидуальные характеристики конкретной модели вентилятора, которая по каталожным (паспортным) параметрам предварительно принята.

В этой работе представлена методика и пример расчетов для перевода безразмерной характеристики центробежного вентилятора, выполненного по аэродинамической схеме 0,7-160 Промэнерго в действительные индивидуальные характеристики вентилятора ВДН-18-11, который был предварительно выбран по каталогу завода-изготовителя.

1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Исходными данными для проектирования вентиляторной установки (для транспортирования воздуха или смеси газа с механическими примесями) являются:

– подача, $м^3/с$ или $тыс.м^3/ч$ — Q
– полное давление (для нагнетательных схем), Па или кПа — P
– статическое давление (для всасывающих схем), Па или кПа — $P_{СТ}$
– температура воздуха (в общем случае газа или двухфазной среды, например, воздух с угольной пылью), К — T
– плотность воздуха (среды), $кг/м^3$ — ρ

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСЧЕТНОЙ ПОДАЧИ И ДАВЛЕНИЯ

При определении расчетной подачи (производительности) – Q_P и расчетного давления вентилятора – P_P следует учитывать минимальные резервы установки по производительности и давлению из-за наличия:

– утечек или подсосов;
– дополнительных потерь давления за счет изменения состояния сети во время эксплуатации (износ, отложение механических частиц, ремонты, реконструкция);
– периодического изменения скорости транспортирования (подачи).

2.1. Расчетная подача

Расчетная подача устанавливается по результатам, например, определения интенсивности выделения метана или теплового расчета по формуле

$$\mathbf{Q_P = K_{РП} \cdot Q}\ , м^3/с \qquad (1)$$

где $K_{РП}$ – коэффициент резерва подачи, учитывающий наличие утечек или подсосов воздуха из атмосферы;

Q – необходимый расход воздуха (газа) для обеспечения технологического процесса, $м^3/с$.

Коэффициент резерва подачи может приниматься в пределах 1,05–1,30 с учетом технологических особенностей установки. Для установок, где в трубопроводе (сети) не производятся дополнительно какие-либо технологические операции следует принимать K_P = 1,05. Для вентиляторных установок, например, шахт при расположении станции в непосредственной близости от скипового или клетевого ствола следует принимать K_P = 1,15-1,30.

2.2. Расчетное давление

При проектировании дутьевых и тяговых установок, например, для технологических котлов предварительно выполняется расчет потерь давления в воздушном и газовом тракте (гидравлический расчет потерь давления в трубопроводе или в сети) для его основного режима работы. Однако эти расчеты не учитываю потерь давления из-за отложений механических примесей (золы, шлака, пыли) в трубопроводе и подсосов воздуха из атмосферы. Величина этих отложений и присосов, как и потерь давления в результате, напрямую связана с техническим состоянием тракта и со временем постоянно увеличивается. С учетом дополнительных потерь расчетное давление установки определяется по формуле

$$\mathbf{P_P = K_{PД} \cdot P}\text{, Па} \qquad (2)$$

где $K_{PД}$ – коэффициент резерва давления, учитывающий наличие дополнительного оборудования или отложений механических примесей в каналах (трубопроводе) установки;

P – потери давления в горных тракте котла (в выработках шахты) при работе вентиляторной установки в основном режиме, Па.

Дополнительные потери давления по нормам проектирования должны быть не более 10% от основных потерь давления (до 5% – в калориферной установке, до 5% – в вентиляционных каналах), поэтому следует принимать $K_{PД} = 1{,}10$ или меньше.

3. ВЫБОР ВЕНТИЛЯТОРА

Предварительный выбор вентилятора производится по параметрам Q_P и P_P из каталога или по сводным графикам областей промышленного использования интересующей группы вентиляторов, с учетом температуры и специфичности транспортируемой среды. Каталожные значения подачи – Q_K и давления – P_P должны удовлетворять следующим условиям:

$$\mathbf{Q_K > Q_P} \qquad (3)$$

и

$$\mathbf{P_K > P_P}. \qquad (4)$$

Желательно чтобы разница между каталожными и расчетными параметрами была по возможности минимальной, что гарантирует более эффективное использование вентилятора и меньшие затраты энергии при эксплуатации установки.

В случае если проектом предусматривается возможность кратковременной или периодической эксплуатации установки с большей подачей, чем в основном (номинальном) режиме, как правило, на 15-20% не более, следует в каталоге искать вентилятор с той же производительностью, но большим давлением на 25-45%.

Для выбранного вентилятора из каталога следует выписать его паспортные характеристики: подача (производительность), давление, частота вращения, КПД, потребляемая мощность (или мощность установленного двигателя).

4. УДЕЛЬНАЯ БЫСТРОХОДНОСТЬ

Удельная быстроходность рабочего колеса вентилятора – n_S (об/мин) определяется по формуле

$$\mathbf{n_S = 5{,}5 \cdot n \frac{Q^{1/2}}{P^{3/4}}} \qquad (5)$$

где n – частота вращения рабочего колеса вентилятора, об/мин.

5. БЕЗРАЗМЕРНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

5.1. Безразмерная подача

Безразмерная подача рабочего колеса центробежного вентилятора – **Q** определяется по формуле

$$\mathbf{Q} = \frac{\mathbf{Q}}{\mathbf{F_2 \cdot U_2}} = \frac{\mathbf{4 \cdot Q}}{\boldsymbol{\pi} \cdot \mathbf{D_2^2 \cdot U_2}} \qquad (6)$$

где Q – действительная подача вентилятора, $м^3/с$;
D_2 – диаметр рабочего колеса по выходным кромкам лопаток, м;
U_2 – окружная скорость выходных кромок лопаток рабочего колеса, м/с.
F_2 – площадь круга диаметром D_2, $м^2$.

5.2. Безразмерное давление

Безразмерное давление рабочего колеса вентилятора – P определяется по формуле

$$\mathrm{P} = \frac{\mathrm{P}}{\boldsymbol{\rho} \cdot \mathbf{U_2^2}} \qquad (7)$$

где P – действительное давление вентилятора, Па;
ρ – плотность воздуха (газа или среды), $кг/м^3$.

5.3. Безразмерная мощность

Безразмерная мощность рабочего колеса вентилятора – N определяется по формуле

$$\mathbf{N} = \frac{N}{\rho \cdot F_2 \cdot U_2^3} = \frac{4 \cdot N}{\pi \cdot \rho \cdot D_2^2 \cdot U_2^3} \qquad (8)$$

где N – мощность на валу вентилятора в номинальном режиме, Вт.

5.4. Безразмерная подача, давление и мощность

По установленной величине n_S на графике удельной быстроходности (рис. 1), который приведен с безразмерными характеристиками, зафиксировать точку 1. Спроецировать эту точку на ось безразмерной производительности и определить величину Q_P.

Поднять проекцию точки 1 до пересечения с характеристикой мощности и на ней зафиксировать точку 2. Спроецировать точку 2 на ось безразмерной мощности и определить величину N_P.

Поднять проекцию точки 1 до пересечения с напорной характеристикой вентилятора с углом установки лопаток направляющего аппарата $\theta_{HA} = 0^o$ и зафиксировать точку 3. Спроецировать точку 3 на ось безразмерного давления и определить величину P_P.

6. УДЕЛЬНАЯ БЫСТРОХОДНОСТЬ ПО БЕЗРАЗМЕРНЫМ ПАРАМЕТРАМ

6.1. Удельная быстроходность

По установленным безразмерным параметрам (Q и P) следует определить удельную быстроходность по формуле

$$\mathbf{n_S = 82 \cdot \frac{Q^{1/2}}{P^{3/4}}}\text{, об/мин} \qquad (9)$$

6.2. Погрешность определения удельной быстроходности

Для оценки точности расчетов и графических построений следует установить относительную погрешность определения удельной быстроходности – Δn_S

$$\Delta \mathbf{n_S} = \frac{\mathbf{n_s - n_s}}{\mathbf{n_s}} \qquad (10)$$

В инженерных расчетах допускаются погрешности, как правило, не более 1-2%.

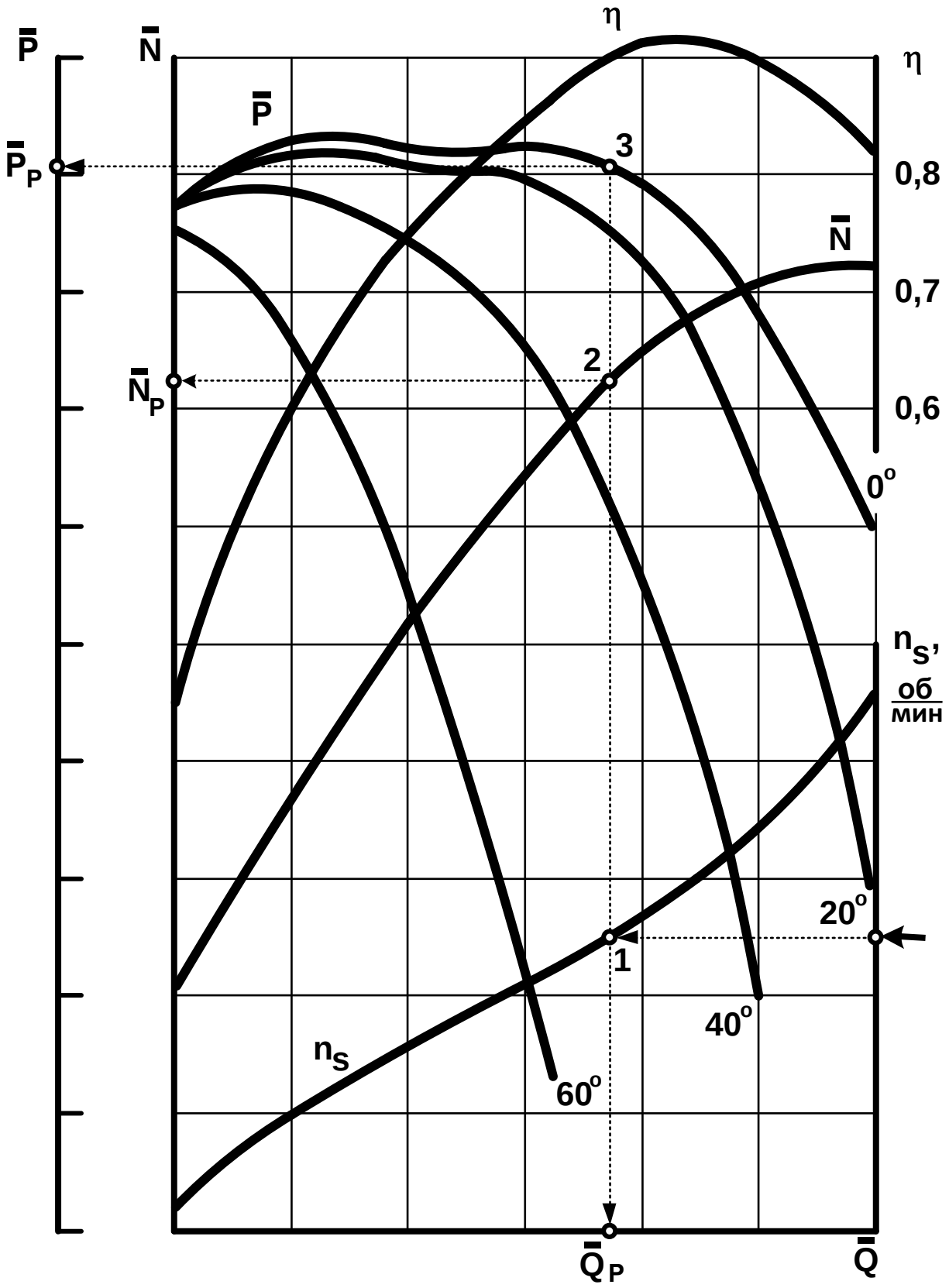

Рис. 1. Безразмерные характеристики вентилятора

7. ПЛОТНОСТЬ ВОЗДУХА

Плотность воздуха при атмосферном давлении – ρ, как и многих газов в первую очередь зависит от температуры, поэтому с необходимой для инженерных расчетов точностью может быть установлена по формуле

$$\boldsymbol{\rho} = \frac{\mathbf{353}}{\mathrm{T_К}} = \frac{\mathbf{353}}{\mathbf{273+}\,\boldsymbol{t}_{\mathrm{К}}} \quad \text{кг/м}^3 \qquad (11)$$

где $t_К$ – температура воздуха (газа), которой соответствуют параметры номинального режима вентилятора, приведенные в каталоге, ^{o}C.

8. ДИАМЕТР РАБОЧЕГО КОЛЕСА

8.1. Диаметр рабочего колеса по безразмерной подаче

Диаметр рабочего колеса вентилятора центробежного по безразмерной подаче – D_{2Q} (м), следует определять по формуле

$$\mathbf{D_{2Q} = 2{,}9}\sqrt[3]{\frac{\mathbf{Q_К}}{\mathbf{Q \cdot n}}} \qquad (12)$$

8.2. Диаметр рабочего колеса по безразмерному давлению

Диаметр рабочего колеса вентилятора центробежного по безразмерному давлению – D_{2P} (м), следует определять по формуле

$$\mathbf{D_{2P} = 19{,}1}\,\frac{\sqrt{\frac{\mathbf{P_К}}{\mathbf{P \cdot \rho}}}}{\mathbf{n}} \qquad (13)$$

8.3. Погрешность определения диаметра рабочего колеса

Относительная погрешность определения диаметра рабочего колеса вентилятора по безразмерной подаче и давлению – ΔD_2 определяется по формуле

$$\boldsymbol{\Delta}\mathbf{D_2 = 1 - \frac{D_{2Q} + D_{2P}}{D_{2К}}} \qquad (14)$$

где $D_{2К}$ – диаметр рабочего колеса вентилятора, измеренный по выходным кромкам лопаток по данным каталога, м.

В явном виде величина $D_{2К}$ в каталогах, как правило, не указывается, так как она уже зафиксирована в обозначении каждой модели вентилятора. Например, в обозначении вентилятора ВОД-30, число 30 означает $D_{2К}$ = 3 м.

9. ОКРУЖНАЯ СКОРОСТЬ

9.1. Окружная скорость по безразмерному давлению

Окружная скорость выходных кромок лопаток рабочего колеса по безразмерному давлению – U_{2P} (м/с) определяется по формуле

$$\mathbf{U_{2P}} = \sqrt{\frac{P}{P \cdot \boldsymbol{\rho}}} \qquad (15)$$

9.2. Действительная окружная скорость

Действительная окружная скорость выходных кромок лопаток рабочего колеса – U_2 (м/с) определяется по формуле

$$\mathbf{U_2 = \frac{\pi \cdot D_{2К}^2 \cdot n}{60} = 0,05236 \cdot D_{2К}^2 \cdot n} \qquad (16)$$

Здесь следует соблюдать размерность [n] = об/мин.

9.3. Погрешность определения окружной скорости

Погрешность определения окружной скорости – ΔU_2 устанавливается по формуле

$$\mathbf{\Delta U_2 = \frac{U_2 - U_{2P}}{U_2}} \qquad (17)$$

10. ДЕЙСТВИТЕЛЬНАЯ ПОДАЧА И ДАВЛЕНИЕ

10.1. Площадь круга диаметром $D_{2К}$

Площадь круга, описываемая выходными кромками лопаток рабочего колеса (диаметром $D_{2К}$) – F_2 (м^2)

$$\mathbf{F_2 = \frac{\pi \cdot D_{2К}^2}{4} = 0,7854 \cdot D_{2К}^2} \qquad (18)$$

10.2. Действительная подача

Действительная подача вентилятора определяется через безразмерную подачу по формуле

$$\mathbf{Q = F_2 \cdot U_2 \cdot Q}\text{, м}^3\text{/с} \qquad (19)$$

10.3. Действительное давление

Действительное давление вентилятора определяется через безразмерное давление по формуле

$$\mathbf{P = \rho \cdot U_2^2 \cdot P}\text{, Па} \qquad (20)$$

11. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГРАНИЦ УСТОЙЧИВОСТИ РАБОТЫ ВЕНТИЛЯТОРА

Следует помнить, что устойчивые режимы работы при всех положительных значениях подачи обеспечивают только турбомашины с падающими напорно-расходными характеристиками. Для остальных машин с нормальными, горбатыми и седлообразными характеристиками наличие помпажной зоны существенно сокращает их область применения по производительности. С учетом стандартного допустимого понижения напряжения в питающей электросети на 10% возможно снижение давления создаваемого вентилятором на 20%

$$(1 - 0{,}9^2)\cdot 100\% = 19\% \approx 20\%$$

11.1. Определение верхней границы безразмерного давления

Верхняя граница безразмерного давления из условия устойчивости работы вентилятора – P_B определяется для угла $\theta_{HA} = 0^o$ по формуле

$$\mathbf{P_B = 0{,}8 \cdot P_{max(\theta = 0)}} \qquad (21)$$

где $P_{max(\theta = 0)}$ – максимальное безразмерное давление вентилятора при работе с углом установки лопаток направляющего аппарата 0° (определяется по максимуму при $Q > 0$).

11.2. Определение нижней границы безразмерного давления

Нижняя граница безразмерного давления из условия устойчивости работы вентилятора – P_H определяется для угла $\theta_{HA} = 60^o$ по формуле

$$\mathbf{P_H = 0{,}8 \cdot P_{max(\theta = 60)}} \qquad (22)$$

где $P_{max(\theta = 60)}$ – максимальное безразмерное давление вентилятора при работе с углом установки лопаток направляющего аппарата 60° (определяется по максимуму при $Q > 0$ или).

На безразмерной характеристике вентилятора для $\theta_{HA} = 0^o$ устанавливаем точку, в которой $P = P_B$. Вторую точку устанавливаем

на характеристике для $\theta_{НА} = 60^{o}$, в которой $P = P_{Н}$. Эти две точки соединяем отрезком прямой линии. Устойчивые режимы работы вентилятора с достаточной гарантией будут обеспечены в той части безразмерных характеристик, которая осталась ниже проведенного отрезка прямой.

12. ТАБУЛЯЦИЯ БЕЗРАЗМЕРНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК

12.1. Напорно-расходные характеристики

Табуляция напорно-расходных характеристик производится с учетом величины угла $\theta_{НА}$. Как правило, эти характеристики приводятся в каталогах для углов $\theta_{НА} = 0$, 20, 40, 60 и 80°. Поэтому следует подготовить табл. 1.

Для получения достоверных размерных напорно-расходных характеристик на безразмерных кривых для каждого угла установки лопаток направляющего аппарата следует равномерно по длине кривой отметить 3–7 точек. В каждой из этих точек определяются значения безразмерной подачи и давления и фиксируются в табл. 1.

По формулам (19) и (20) производится пересчет безразмерных величин в размерные (подачу и давление) и заполняется нижняя часть табл. 1.

Для сокращения объема работ следует ограничиваться той частью безразмерных характеристик, в которой работа вентилятора будет с КПД не ниже допустимого по нормам проектирования, например 60%. В этом случае, как правило, характеристики для углов $\theta_{НА} = 80^{o}$ и даже 60° можно исключить.

Таблица 1

Табуляция безразмерных напорно-расходных характеристик и результаты их пересчета в размерные характеристики

$\theta_{НА}$, градус	0				20				40			
Q												
P												
Q, $м^3/с$												
P, Па												
$\theta_{НА}$, градус	60				80							
Q												
P												
Q, $м^3/с$												
P, Па												

12.2. Табуляция кривых КПД

Для построения достоверных кривых КПД в размерных координатных осях (подача – давление) следует равномерно по длине каждой кривой отметить 5–7 точек. В каждой из этих точек определяются значения безразмерной подачи и давления и фиксируются в табл. 2. По формулам (19) и (20) производится пересчет безразмерных величин в размерные (подачу и давление) и заполняется нижняя часть табл. 2.

Таблица 2

Табуляция кривых КПД и результаты пересчета для построения их в размерных координатах

η, %	60						70					
Q												
P												
Q, м^3/с												
P, Па												
η, %	75						80					
Q												
P												
Q, м^3/с												
P, Па												
η, %	85						87					
Q												
P												
Q, м^3/с												
P, Па												

По результатам табулирования и расчетов действительных значений подачи и давления следует выполнить графические построения действительных вентилятора.

13. ПРИМЕР ПЕРЕВОДА БЕЗРАЗМЕРНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВЕНТИЛЯТОРА В РАЗМЕРНУЮ

Для удобства оперативного использования материала, представленного в разд. 1-12, нумерация параграфов в этом разделе выполнена так, что два последних числа указывают номер раздела и номер параграфа, в котором приведена необходимая информация для конкретного вопроса. Например, в п.13.11.1. необходимо определить верхнюю

границу безразмерного давления, а необходимая информация для выполнения действий приведена в п.11.1.

13.1. Исходные данные для проектирования

– подача	$Q = 35$ м^3/с;
– полное давление	$P = 1800$ Па;
– температура воздуха	$T = 303$ К;
– коэффициент резерва подачи	$К_{РП} = 1{,}05$;
– коэффициент резерва давления	$К_{РД} = 1{,}10$.

13.2.1. $\mathbf{Q_Р = К_{РП} \cdot Q = 1{,}05 \cdot 35 = 36{,}75}$ м^3/с **= 132,3** тыс.м^3/ч

13.2.2. $\mathbf{P_Р = К_{РД} \cdot P = 1{,}10 \cdot 1800 = 1980}$ Па = **1,98** кПа

13.3. Из каталога [1] предварительно выберем вентилятор модели ВДН-18-11 с параметрами:

$Q_К = 156$ тыс.м^3/ч (43,33 м^3/с);
$P_К = 3750$ Па (3,75 кПа);
$\eta = 0{,}83$ (83%);
$t_К = 30^oC$ ($T_К = 303$К);
$n_К = 980$ об/мин;
$N = 200$ кВт;
аэродинамическая схема вентилятора – 0,7-160;
производитель – БКЗ (Барнаульский котельный завод).

43,33 > 36,75 – условие (3) выполняется.
3750 > 1980 – условие (4) выполняется.

На рис. 1. приведены безразмерные характеристики вентиляторов построенных по аэродинамической схеме 07-160 [1, рис. 5.22.б, стр. 384].

13.4. $$\mathbf{n_S = 5{,}5 \cdot n \frac{Q^{0,5}}{P^{0,75}} = 5{,}5 \cdot 980 \frac{43{,}33^{0,5}}{3750^{0,75}} = 74{,}04} \text{ об/мин.}$$

13.5.4. **Q = 0,19; P = 0,38; N = 0,0866.**

13.6.1. $$\mathbf{n_S = 82 \cdot \frac{Q^{1/2}}{P^{3/4}} = 82 \cdot \frac{0{,}19^{0,50}}{0{,}38^{0,75}} = 73{,}85} \text{ об/мин}$$

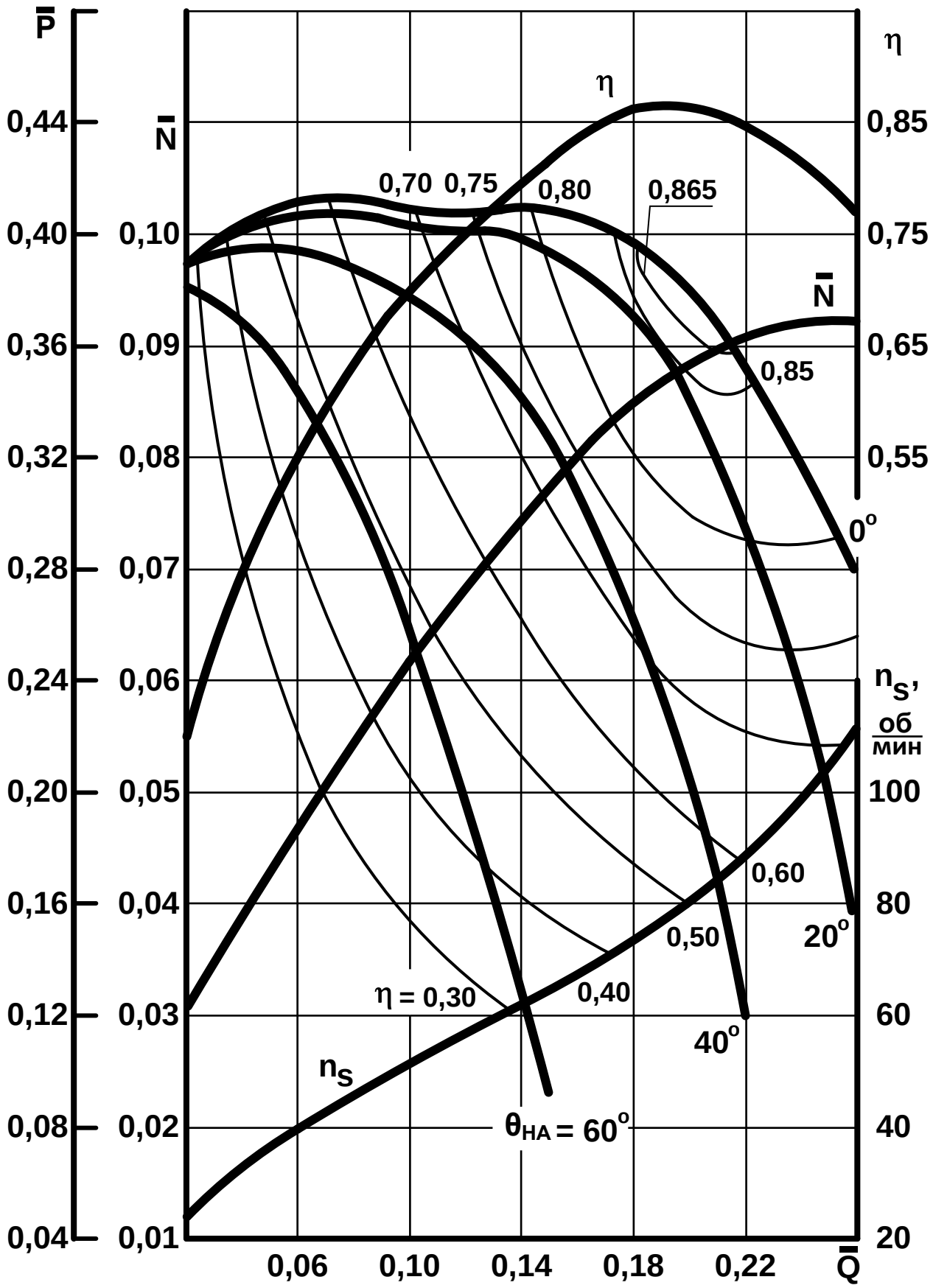

Рис. 2. Безразмерные характеристики центробежных вентиляторов, выполненных по аэродинамической схеме 0,7-160 Промэнерго

13.6.2. $\Delta n_S = \frac{n_s - n_s}{n_s} = \frac{74{,}04 - 73{,}85}{74{,}04} = 0{,}0026 = 0{,}26\%$

13.7. $\rho = \frac{353}{T_К} = \frac{353}{303} = 1{,}165$ кг/м^3

13.8.1. $D_{2Q} = 2{,}9\sqrt[3]{\frac{Q_К}{Q \cdot n}} = 2{,}9\sqrt[3]{\frac{43{,}33}{0{,}19 \cdot 980}} = 1{,}784$ м

13.8.2. $D_{2P} = 19{,}1\sqrt{\frac{\frac{P_К}{P \cdot \rho}}{n}} = 19{,}1\sqrt{\frac{\frac{3750}{0{,}38 \cdot 1{,}165}}{980}} = 1{,}794$ м

13.8.3. $\Delta D_2 = 1 - \frac{D_{2Q} + D_{2P}}{2 \cdot D_{2К}} =$

$= 1 - \frac{1{,}784 + 1{,}794}{2 \cdot 1{,}8} = 0{,}0061 = 0{,}61\%$

13.9.1. $U_{2P} = \sqrt{\frac{P}{P \cdot \rho}} = \sqrt{\frac{3750}{0{,}38 \cdot 1{,}165}} = 92{,}04$ м/с

13.9.2. $U_2 = 0{,}05236 \cdot D_{2К}^2 \cdot n =$

$= 0{,}05236 \cdot 1{,}8^2 \cdot 980 = 92{,}36$ м/с

13.9.3. $\Delta U_2 = \frac{U_2 - U_{2P}}{U_2} =$

$= \frac{92{,}36 - 92{,}04}{92{,}36} = 0{,}0035 = 0{,}35\%$

13.10.1. $F_2 = 0{,}7854 \cdot D_{2К}^2 = 0{,}7854 \cdot 1{,}8^2 = 2{,}545$ м^2

13.10.2. $Q = F_2 \cdot U_2 \cdot Q = 2{,}545 \cdot 92{,}36 \cdot Q = 235 \cdot Q$, м^3/с

13.10.3. $P = \rho \cdot U_2^2 \cdot P = 1{,}165 \cdot 92{,}36^2 \cdot P = 9938 \cdot P$, Па

13.11.1. $P_B = 0{,}8 \cdot P_{max(\theta = 0)} = 0{,}8 \cdot 0{,}412 = 0{,}33$

13.11.2. $P_H = 0{,}8 \cdot P_{max(\theta = 60)} = 0{,}8 \cdot 0{,}383 = 0{,}31$

При $\theta_{HA} = 0^o$ $Q_B = 0{,}23$. При $\theta_{HA} = 60^o$ $Q_H = 0{,}08$.

13.12.1. Таблица 1

Табуляция безразмерных напорно-расходных характеристик и результаты их пересчета в размерные характеристики

θ_{HA}, градус	0				20				40			
Q	0,26	0,24	0,23	0,25	,206	0,22	,237	,242	,208	0,20	0,18	,154
P	,277	,314	0,33	,298	,327	0,29	0,24	0,22	,168	0,20	0,26	,323
Q, $м^3/с$	61,1	56,4	54,1	58,8	48,4	51,7	55,7	56,9	48,9	47,0	42,3	36,2
P, Па	2753	3120	3280	2960	3250	2882	2385	2183	1670	1988	2584	3210

13.12.2. Таблица 2

Табуляция кривых КПД и результаты пересчета для построения их в размерных координатах

η, %	60						70					
Q	0,22	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20	,133	0,25	0,18	0,20	0,22	0,24
P	,172	,296	,257	,232	,206	,172	,334	,214	,252	,231	,222	,215
Q, $м^3/с$	51,7	28,2	32,9	37,6	42,3	47,0	31,3	58,8	42,3	47,0	51,7	56,4
P, Па	1712	2942	2554	2306	2047	1709	3319	2131	2485	2296	2206	2137
η, %	75						80					
Q	0,26	0,16	0,18	0,20	0,22	0,24	,151	0,16	0,18	0,20	0,22	0,25
P	,256	,318	,288	,265	,253	,251	,385	0,36	,322	,297	,288	,291
Q, $м^3/с$	61,1	37,6	42,3	47,0	51,7	56,4	35,5	37,6	42,3	47,0	51,7	58,8
P, Па	2542	3160	2862	2634	2514	2494	3826	3578	3200	2952	2862	2892
η, %	85						86,5					
Q	,175	,183	0,19	,199	,213	,224	,179	,184	,191	0,20	,207	,215
P	0,40	,372	,357	,347	,342	,346	,398	,385	,378	,366	0,36	,358
Q, $м^3/с$	41,1	43,0	44,7	46,8	50,1	52,6	42,1	43,2	44,9	47,0	48,6	50,5
P, Па	3975	3697	3548	3448	3399	3439	3955	3826	3757	3637	3578	3558

По результатам табуляции, приведенным в табл. 1 и 2 строятся действительные паспортные характеристики вентилятора (рис. 3).

Для заданных условий при хорошем состоянии сети (точка 1) и удовлетворительном (точка 2) применение вентилятора этой модели нецелесообразно, так как его КПД не превысит 50-55%, что недопустимо ПТЭ и нормами проектирования.

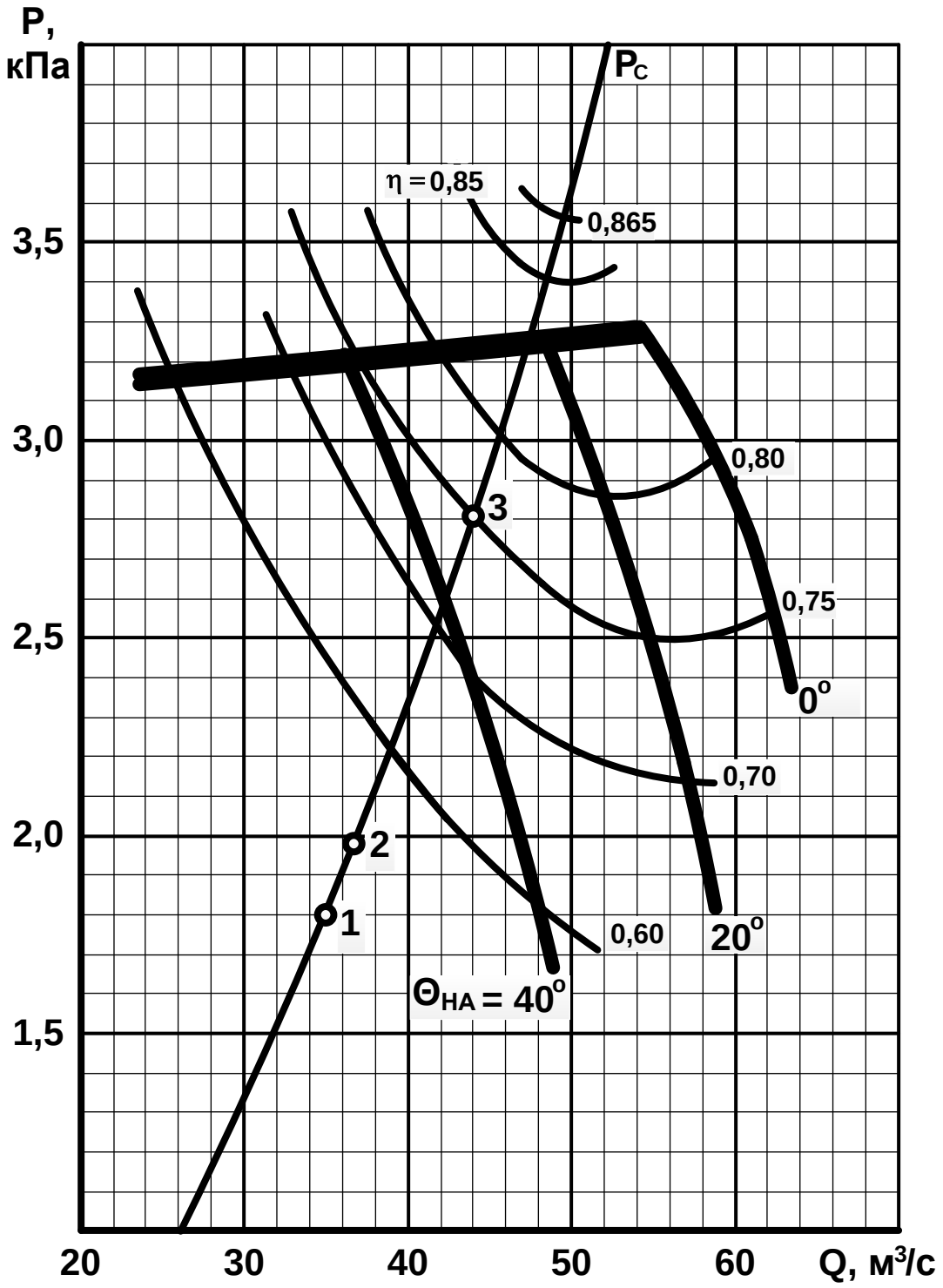

Рис. 3. Паспортные характеристики вентилятора ВДН-18-11 и внешней сети

Перевод установки в экстренный (пиковый) режим позволит работать вентилятору с КПД 75% (точка 3), что меньше максимального более чем на 11%. Следует подобрать вентилятор с меньшим диаметром рабочего колеса.