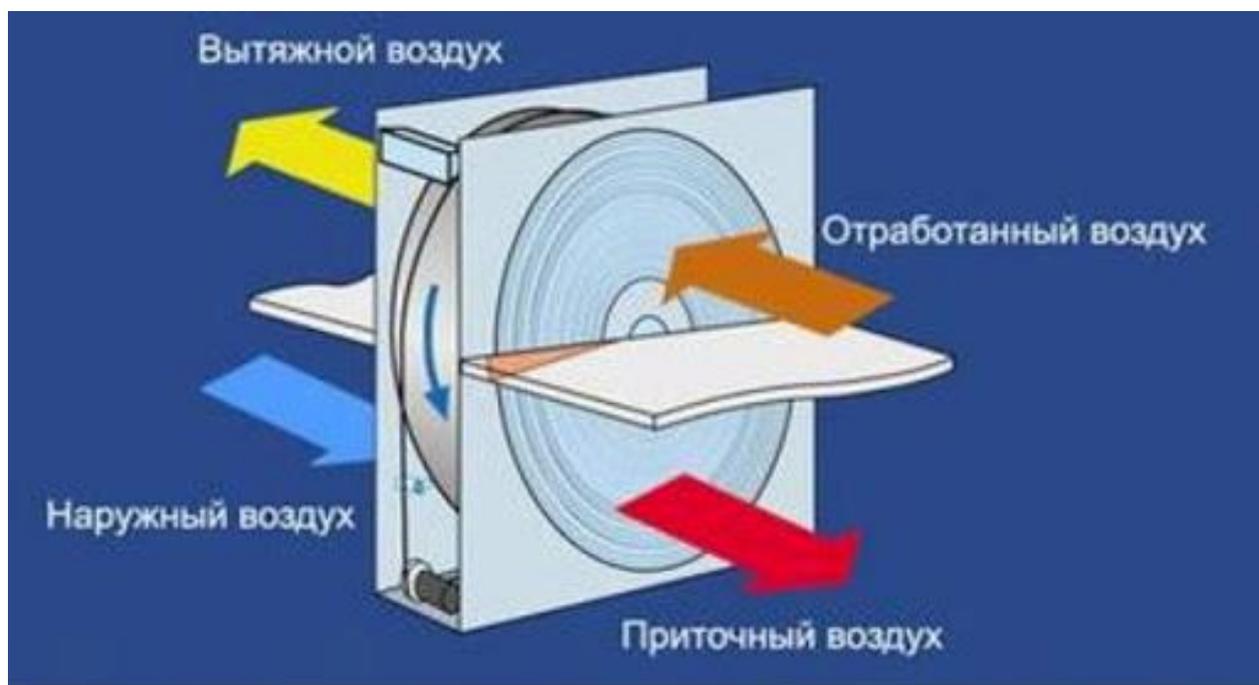


А.В. Цыганков, О.В. Долговская

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОСА В РЕГЕНЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКАХ КЛИМАТИЧЕСКИХ СИСТЕМ



Санкт-Петербург
2021

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

УНИВЕРСИТЕТ ИТМО

А. В. Цыганков, О.В. Долговская

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ
ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОСА В РЕГЕНЕРАТИВНЫХ
ТЕПЛООБМЕННИКАХ КЛИМАТИЧЕСКИХ СИСТЕМ**

Учебно-методическое пособие

РЕКОМЕНДОВАНО К ИСПОЛЬЗОВАНИЮ В УНИВЕРСИТЕТЕ ИТМО
по направлению подготовки 16.04.03 Холодильная, криогенная
техника и системы жизнеобеспечения в качестве
Учебно-методического пособия для реализации основных
профессиональных образовательных программ высшего образования
магистратуры

 УНИВЕРСИТЕТ ИТМО

**Санкт-Петербург
2021**

УДК 621

Цыганков А.В., Долговская О.В., Моделирование процессов тепломассопереноса в регенеративных теплообменниках климатических систем – СПб: Университет ИТМО, 2021. – 69 с.

Рецензент(ы):

Пронин Владимир Александрович, доктор технических наук, профессор, профессор (квалификационная категория "ординарный профессор") факультета энергетики и экотехнологий, Университета ИТМО.

В учебно-методическом пособии изложены принципы построения математических моделей различного уровня. Приведены модели тепломассопереноса в регенеративном теплообменнике в составе приточно вытяжной установки.



Университет ИТМО – ведущий вуз России в области информационных и фотонных технологий, один из немногих российских вузов, получивших в 2009 году статус национального исследовательского университета. С 2013 года Университет ИТМО – участник программы повышения конкурентоспособности российских университетов среди ведущих мировых научно-образовательных центров, известной как проект «5 в 100». Цель Университета ИТМО – становление исследовательского университета мирового уровня, предпринимательского по типу, ориентированного на интернационализацию всех направлений деятельности.

© Университет ИТМО, 2021
© Цыганков А.В., Долговская О.В., 2021

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1. КОНСТРУКЦИЯ И ПРИНЦИПЫ РАБОТЫ ТЕПЛОВЫХ УТИЛИЗАТОРОВ В ПРИТОЧНО-ВЫТЯЖНЫХ УСТАНОВКАХ.....	7
2. РАСЧЕТ ЭКВИВАЛЕНТНОЙ ГЕОМЕТРИИ ТЕПЛОАККУМУЛИРУЮЩЕЙ НАСАДКИ	12
3. МОДЕЛИ ДВИЖЕНИЯ ВОЗДУХА В ЭКВИВАЛЕНТНОМ КАНАЛЕ.....	16
4. РАСЧЕТ УПЛОТНЕНИЙ РОТОРА.....	20
5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПОР-РАСХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИТОЧНО- ВЫТЯЖНОЙ УСТАНОВКИ.....	25
6. МОДЕЛЬ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ В КАНАЛЕ РЕГЕНЕРАТИВНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА	28
7. СОКРАЩЕННЫЕ МОДЕЛИ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ	34
8. ИНТЕГРАЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ РЕГЕНЕРАТИВНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА.....	37
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	39
ЛИТЕРАТУРА.....	40
ПРИЛОЖЕНИЯ	41

ВВЕДЕНИЕ

Важной задачей, стоящей перед разработчиками климатической техники, является экономия энергоресурсов. Потери энергии, связанные с нагревом или охлаждением воздуха в жилых, общественных и производственных помещениях составляют до 70% всего энергопотребления инженерными системами зданий. Поэтому проблема утилизации тепловой энергии воздуха, удаляемого из помещений при вентиляции, всегда является актуальной.

Существует два основных способа использования теплового потенциала вентиляционных выбросов: рециркуляция удаляемого воздуха и теплоутилизация с использованием теплообменных аппаратов. Рециркуляция вентиляционных потоков во многих случаях ограничена санитарными нормами и не допускается, если в удаляемом воздухе содержатся вредные примеси. Вследствие этого при вентиляции бытовых и офисных помещений наибольшее распространение получили воздушные теплообменники разных конструкций.

В зависимости от способа передачи тепла различают три основные группы теплообменных аппаратов: смесительные, рекуперативные и регенеративные.

В смесительных теплообменных аппаратах процесс передачи теплоты происходит при непосредственном соприкосновении и частичном или полном смешении горячего и холодного теплоносителей. В этом случае процесс теплообмена протекает совместно с процессом массообмена.

Рекуперативными называют такие аппараты, в которых теплота от горячего теплоносителя к холодному передается через разделяющую их непроницаемую стенку. Теплообмен такого рода называют теплопередачей. В этом случае теплота от горячего теплоносителя к холодному теплоносителю передаётся в три этапа: конвекцией и, возможно, излучением от горячего теплоносителя к стенке, теплопроводностью внутри стенки и от стенки к холодному теплоносителю конвекцией. Большинство рекуперативных теплообменных аппаратов работают в стационарном режиме.

Регенеративными (от латинского *regenero* – вновь произвожу) называют аппараты, в которых одна и та же поверхность поочередно омывается горячим и холодным теплоносителями. На первом этапе передачи теплоты горячий теплоноситель нагревает поверхность теплообмена (теплоаккумулирующую насадку). Затем через насадку проходит холодный теплоноситель, который забирает аккумулированную насадкой теплоту. Длительность периодов нагрева и охлаждения насадки зависит от конструкции и режима работы регенератора. Поскольку по мере нагревания и охлаждения температура насадки и теплоносителей изменяется, то процесс теплообмена в регенеративных теплообменниках является заведомо нестационарным.

Энергетический анализ показывает, что при режимных параметрах, характерных для систем кондиционирования, регенеративные теплообменники более эффективны по сравнению с рекуперативными.

В инженерных расчетах применяют два основных вида теплового расчёта теплообменных аппаратов: конструктивный и поверочный (проверочный) расчеты. Тепловой конструктивный расчет выполняют при проектировании новых аппаратов в целях определения основных теплотехнических и конструктивных параметров. Поверочный расчет проводят, если полностью известна конструкция теплообменного аппарата и режимы его эксплуатации и необходимо определить конечные температуры теплоносителей и количество переданной теплоты. В обоих случаях тепловой расчет основан на совместном решении уравнений теплового баланса и теплопередачи.

Особенностью эксплуатации климатической техники является возможность выпадения конденсата из удаляемого воздуха на холодных поверхностях теплообменных аппаратов. Выпавший конденсат уменьшает проходное сечение воздушных каналов и увеличивает термическое сопротивление, что может привести к обмерзанию каналов и в итоге к полному прекращению движения воздушных потоков в теплообменнике. С точки зрения защиты от выпадения конденсата, регенеративные теплообменники предпочтительны по сравнению с рекуперативными теплообменниками, так как изменение частоты вращения насадки позволяет регулировать длительность циклов регенерации и аккумуляции теплоты в материале насадки и, следовательно, температуру стенок насадки. Таким образом, при проведении поверочного расчета, помимо теплообменных процессов, необходимо рассматривать процессы массопереноса между конденсатом на поверхности теплообмена и влажным вентиляционным воздухом.

В зависимости от вида расчета используются модели различного уровня сложности. В проектировочных расчетах принимают допущения, позволяющие значительно уменьшить требования к ресурсам вычислительных систем. При поверочных расчетах ранее принятые допущения либо уточняются, либо отвергаются.

В учебном пособии приведены математические модели различного уровня, а также алгоритмы и методы их реализации в компьютерных программах.

Студентам предлагается произвести расчет теплообменника в составе канальной приточно-вытяжной установки. В качестве прототипа принят роторный регенеративный теплообменник установки Flakt-Woods Semco TS.

Подготовка и проведение расчётов состоит из последовательных этапов:

- формирование комплекса конструктивных, режимных и теплотехнических параметров приточно-вытяжной установки и регенеративного теплообменника на основе принятых прототипов,
- разработка физической модели сопряженных гидродинамических и тепломассообменных процессов,

- анализ и обоснование допущений, принимаемых в математических моделях,
- формирование математических моделей физических процессов, проходящих в теплообменнике, аппроксимация технических характеристик блоков,
- анализ аналитических и численных методов реализации математических моделей,
- разработка алгоритмов и компьютерных программ расчета теплотехнических характеристик теплообменников и интегральных параметров оценки их эффективности,
- верификация методов расчета,
- проведение и анализ результатов расчетных исследований.

Учебно-методическое пособие предназначено для студентов магистерских программ «Технологии и системы преобразования энергии», «Проектирование тепломассообменного оборудования и систем жизнеобеспечения» изучающих дисциплины «Математическое моделирование процессов в климатической технике» и «Компьютерное моделирование систем жизнеобеспечения». Приведенные математические модели базируются на методе эквивалентных каналов, который может быть использован не только для расчета рассмотренных регенеративных теплообменников, но и для теплообменников других типов (рекуперативных, смешительных, пластинчатых, с промежуточным теплоносителем и пр.).

Данное пособие будет полезно при работе над ВКР при формировании математических моделей и алгоритмов расчета гидродинамических и тепловых процессов в климатическом оборудовании. Рассмотренные модели различного уровня сложности позволят обосновано сократить объем расчетов при решении оптимизационных задач на начальных этапах проектирования систем жизнеобеспечения.

1. КОНСТРУКЦИЯ И ПРИНЦИПЫ РАБОТЫ ТЕПЛОВЫХ УТИЛИЗАТОРОВ В ПРИТОЧНО-ВЫТЯЖНЫХ УСТАНОВКАХ

Схема типовой приточно-вытяжной установки с регенеративным теплообменником (РТО) показана на рис. 1.

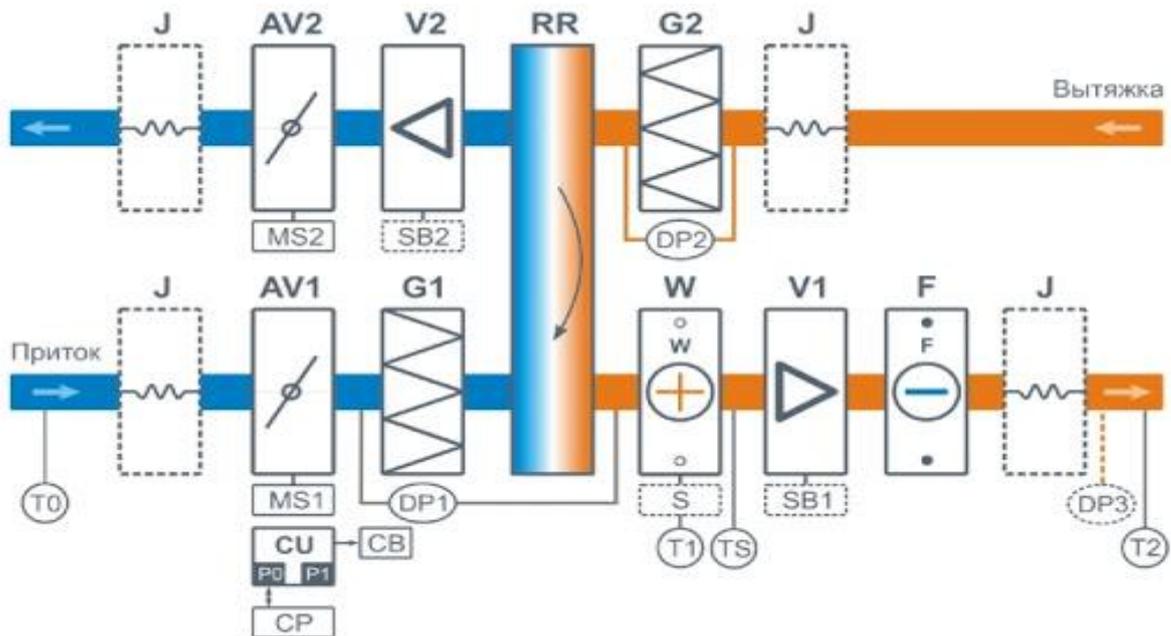


Рис. 1. Схема приточно-вытяжной установки

В состав установки входят:

- роторный регенеративный теплообменник – RR,
- вытяжной вентилятор – V2,
- приточный вентилятор – V1,
- отсекающая заслонка приточного канала – AV1,
- отсекающая заслонка вытяжного канала – AV2,
- карманный фильтр приточного воздуха – G1,
- карманный фильтр вытяжного воздуха – G2,
- воздухонагреватель – W,
- воздухоохладитель – F,
- воздуховоды с шумоглушителями – J.

Исходными данными для расчета теплообмена между каналами установки являются расход, температура и влагосодержание приточного и вытяжного воздуха на входе в теплообменник. Графоаналитический метод расчета этих параметров и рабочей точки вентиляторов в канальной приточно-вытяжной установке приведен в [1].

По способу организации чередования процессов нагрева и охлаждения теплоаккумулирующей насадки РТО делятся на роторные и стационарные.

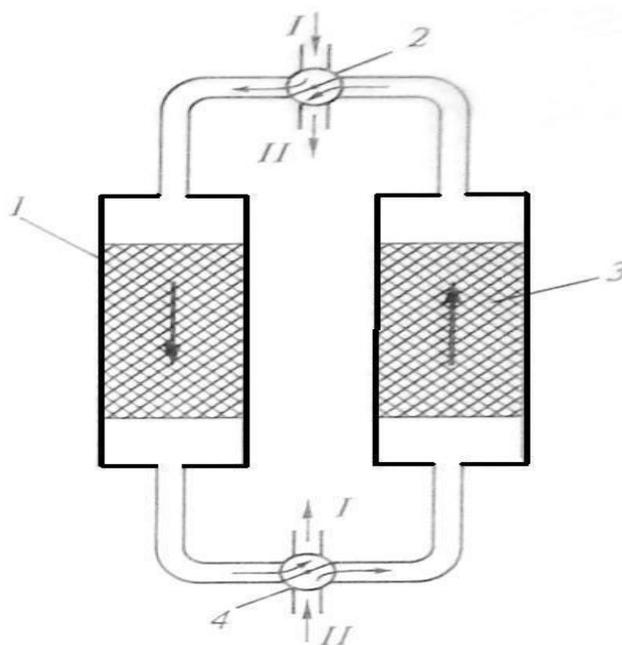


Рис. 2. Стационарный регенеративный теплообменник с золотниковыми клапанами: 1, 3 – теплоаккумулирующие насадки; 2, 4 – золотниковые клапаны, I – приточный канал, II – вытяжной канал

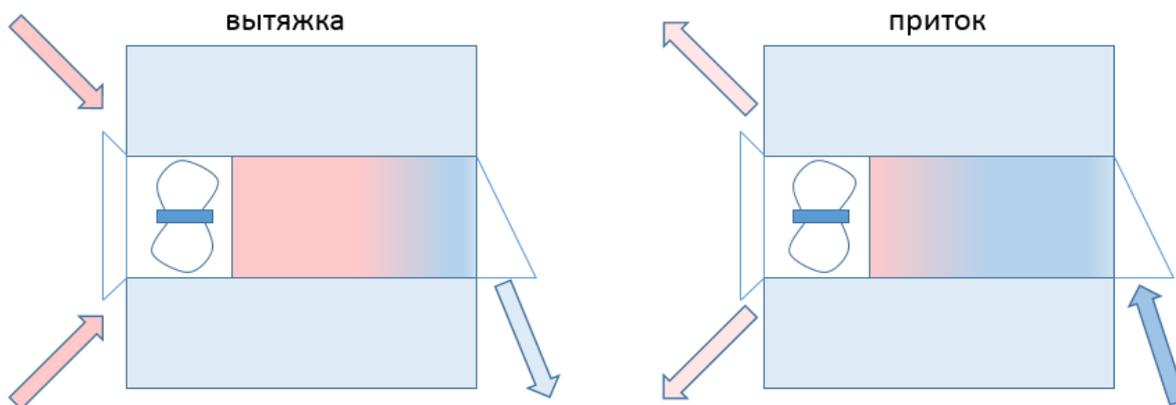


Рис. 3. Стационарный регенеративный теплообменник с реверсивным вентилятором

Для обеспечения постоянного воздухообмена необходима работа в противофазе по крайней мере двух таких устройств. В то время, когда один блок обеспечивает приток наружного воздуха, второй работает на вытяжку.

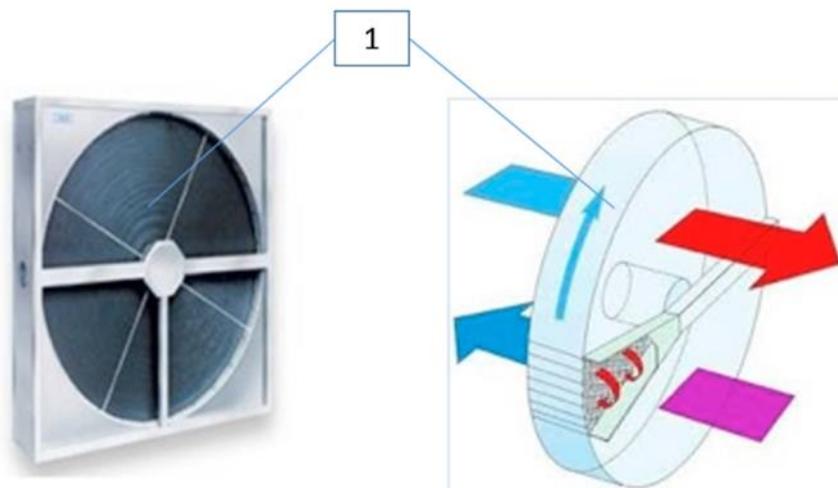


Рис. 4. Конструкция роторного регенеративного теплообменника,
1 – теплоаккумулирующий ротор

Теплоаккумулирующие насадки изготавливают из металлов, керамических или композитных материалов. Условная классификация насадок по форме воздушных каналов в насадке показана на рис. 5.



Рис. 5. Классификация теплоаккумулирующих насадок

Насадки изготавливаются из профилированных листов, проволоки или насыпных элементов различной формы. Современные технологии позволяют получать материалы и конструкции с заданной удельной поверхностью и долей свободного объема. Керамическая насадка стационарного переключающегося теплообменника показана на рис. 6.

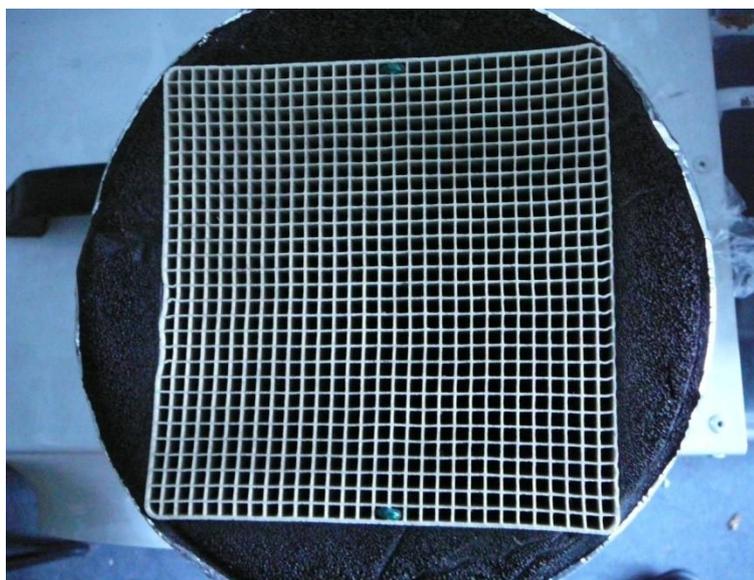


Рис. 6. Торцовая поверхность керамической насадки

Насадка роторного теплообменника, изготовленного из профилированных алюминиевых листов, показана на рис 7-8.



Рис. 7. Роторный регенеративный теплообменник Flakt-Woods Semco TS

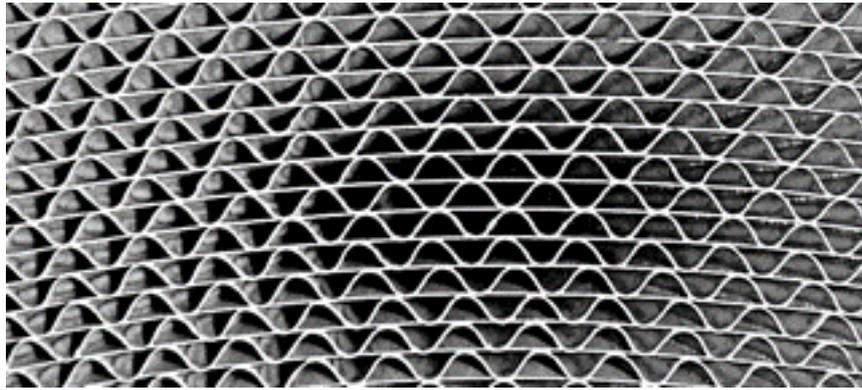


Рис. 8. Торцевая поверхность роторного теплообменника, изготовленного из профилированных алюминиевых листов

2. РАСЧЕТ ЭКВИВАЛЕНТНОЙ ГЕОМЕТРИИ ТЕПЛОАККУМУЛИРУЮЩЕЙ НАСАДКИ

Многообразии материалов, конструкций и технологий изготовления приводит к необходимости использовать в расчетах эквивалентную геометрическую модель насадки. Эквивалентная насадка представляет собой совокупность прямолинейных цилиндрических каналов. Условием эквивалентности является сохранение площади контакта воздуха с насадкой, массы теплоаккумулирующего материала и объема воздуха в насадке:

$$\begin{cases} S_c = 2\pi r_a l_a n_a, \\ M_c = 2\pi r_a l_a t_a n_a \rho_c, \\ S_c = 2\pi r_a^2 l_a n_a \end{cases} \quad (2.1)$$

где: S_c – площадь теплопередающей поверхности насадки; M_c – масса насадки; V_c – свободный объем насадки; ρ_c – плотность материала насадки; r_c – радиус эквивалентного канала; l_a – длина эквивалентного канала; t_a – толщина стенки эквивалентного канала; n_a – количество эквивалентных каналов.

Если принять длину эквивалентного канала равной длине насадки, $l_a = L_c$, то из системы (2.1) получим:

$$t_a = \frac{M_c}{S_c \rho_c}, \quad (2.2)$$

$$r_a = \frac{2V_c}{S_c}, \quad (2.3)$$

$$n_a = \frac{S_c^2}{4\pi l_a V_c}. \quad (2.4)$$

Если известна зависимость между объемным расходом воздуха через насадку – G_c и перепадом давления – ΔP_c , то длина эквивалентного канала определяется из формулы Пуазейля для ламинарного движения жидкости в цилиндрическом канале (3.4). Так как расход воздуха через все эквивалентные каналы одинаков, то

$$\frac{G_c}{n_a} = \frac{\pi r_a^4 \Delta P_c}{8 \mu l_a}, \quad (2.5)$$

где μ – динамический коэффициент вязкости воздуха. После подстановки формулы (2.4) получим

$$l_a = S_c r_a^2 \sqrt{\frac{\Delta P_c}{32 \mu G_c V_c}}. \quad (2.6)$$

Формулы (2.2) – (2.4), (2.6) однозначно определяют количество и геометрию эквивалентных каналов.

Пример 2.1

Определить количество и размеры эквивалентных каналов малогабаритной вентиляционной установки inVENTer, насадка которой показана на рис. (6).

При расчете принять:

количество каналов $n_c = 900$,

ширина проходного сечения единичного канала $x_c = 0,004$ м,

высота проходного сечения единичного канала $y_c = 0,004$ м,

длина насадки $L_c = 0,15$ м,

масса насадки $M_c = 0,7$ кг,

плотность материала насадки $\rho_c = 2200$ кг/м³.

Площадь теплопередающей поверхности насадки

$$S_c = 2(x_c + y_c) L_c n_c = 2(0,004 + 0,004) * 0,15 * 900 = 2,16 \text{ м}^2.$$

Свободный объем насадки

$$V_c = x_c y_c L_c n_c = 0,004 * 0,004 * 0,15 * 900 = 0,00216 \text{ м}^3.$$

Так как зависимость расхода от перепада давления не задана, то

$$l_a = L_c = 0,15 \text{ м},$$

Толщина стенки эквивалентного канала, формула (2.2)

$$t_a = \frac{0,7}{2,16 \times 2200} = 0,00147 \text{ м.}$$

Радиус эквивалентного канала, формула (2.3)

$$r_a = \frac{2 \times 0,00216}{2,16} = 0,002 \text{ м.}$$

Количество эквивалентных каналов, формула (4)

$$n_a = \frac{2,16^2}{4 \times 3,14 \times 0,15 \times 0,00216} = 1136 \text{ м.}$$

Пример 2.2

Определить количество и размеры эквивалентных каналов малогабаритной вентиляционной установки Semco TS, насадка которой показана на рис. (7), (8).

При расчете принять:

количество каналов $n_c = 83377$,

площадь проходного сечения единичного канала $S_c = 3,16 \text{ мм}^2$,

периметр проходного сечения единичного канала $\pi_c = 7,4 \text{ мм}$,

длина насадки $L_c = 0,2 \text{ м}$,

толщина алюминиевого профиля $t_c = 0,25 \text{ мм}$,

плотность материала насадки $\rho_c = 2700 \text{ кг/м}^3$.

Так как зависимость расхода от перепада давления не задана, то

$$l_a = L_c = 0,2 \text{ м,}$$

Площадь теплопередающей поверхности

$$S_c = \pi_c L_c n_c = 7,4 \cdot 10^{-3} \times 0,2 \times 83377 = 123,9 \text{ м}^2.$$

Свободный объем насадки

$$V_c = S_c L_c n_c = 3,16 \cdot 10^{-6} \times 0,2 \times 83377 = 0,0527 \text{ м}^3.$$

Масса насадки

$$M_c = \frac{t_c}{2} \pi_c L_c \rho_c n_c = 0,25 \cdot 10^{-3} \times 7,4 \cdot 10^{-3} \times 0,2 \times 2700 \times 83377/2 = 41,6 \text{ кг.}$$

Толщина стенки эквивалентного канала, формула (2.2)

$$t_a = \frac{M_c}{S_c \rho_c} = \frac{41,6}{123,9 \times 2700} = 1,24 \cdot 10^{-4} \text{ м.}$$

Радиус эквивалентного канала, формула (2.3)

$$r_a = \frac{2V_c}{S_c} = \frac{2 \times 0,0527}{123,9} = 8,510^{-4} \text{ м}$$

Количество эквивалентных каналов, формула (2.4)

$$n_a = \frac{S_c^2}{4\pi l_a V_c} = \frac{123,9^2}{4\pi 0,2 \times 0,0527} = 115961$$

3. МОДЕЛИ ДВИЖЕНИЯ ВОЗДУХА В ЭКВИВАЛЕНТНОМ КАНАЛЕ

Рассмотрим движение воздуха в канале регенеративного теплообменника, показанном на рис. 9.

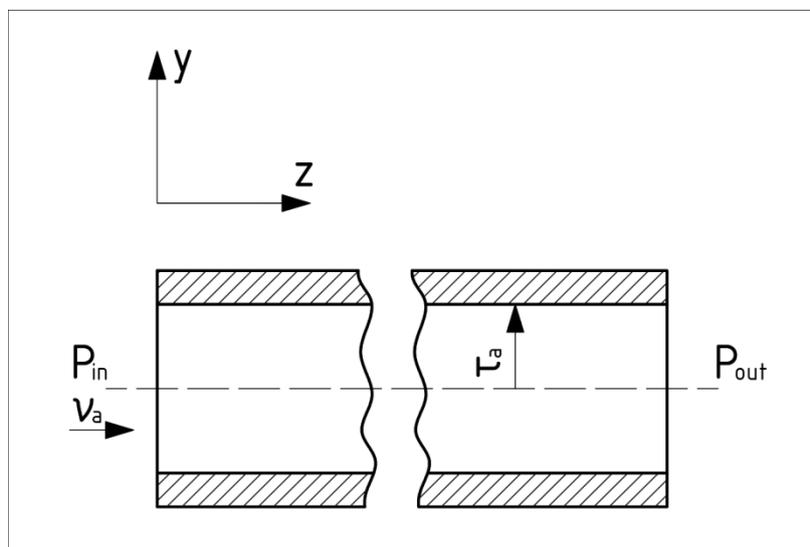


Рис. 9. Расчетная схема канала

В общем случае движение сплошной среды описывается уравнением Навье-Стокса [2, 3]. Установившееся, изотермическое ламинарное движение воздуха в цилиндрической системе координат без учета массовых сил описывается уравнениями

$$\begin{cases} \frac{\partial P}{\partial z} = \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial r} \right) \\ \frac{\partial P}{\partial r} = 0, \quad \frac{\partial P}{\partial \varphi} = 0, \quad \frac{\partial v}{\partial z} = 0. \end{cases} \quad (3.1)$$

Левая часть первого уравнения системы (3.1) зависит только от осевой координаты z , а правая часть функция только r . Тогда уравнение можно представить как обыкновенное дифференциальное уравнение

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dv}{dr} \right) = \frac{1}{\mu} \frac{dP}{dz}. \quad (3.2)$$

Общее решение уравнения (3.2) имеет вид

$$v = \frac{r^2}{4\mu} \frac{dP}{dz} + C_1 \ln r + C_2.$$

Так как скорость потока на оси канала ($r = 0$) имеет конечное значение, то необходимо принять $C_1 = 0$. Постоянная интегрирования C_2 определяется из граничного условия $v = 0$ при $r = r_a$. Тогда зависимость скорости от радиальной координаты имеет вид

$$v = -\frac{1}{4\mu} \frac{dP}{dz} (r_a^2 - r^2). \quad (3.3)$$

Проинтегрировав уравнение (3.3) по площади проходного сечения, вычислим расход воздуха

$$G = \int_0^{r_a} 2\pi r v \, dr = -\frac{\pi r_a^4}{8\mu} \frac{dP}{dz}. \quad (3.4)$$

Полагая, что $\frac{dP}{dz} = \text{const} = \frac{P_{in} - P_{out}}{l_a} = \frac{\Delta P}{l_a}$, формулу (3.4) можно представить в виде

$$G = -\xi \Delta P,$$

где $\xi = \frac{\pi r_a^4}{8\mu l_a}$ – коэффициент гидравлического сопротивления эквивалентного канала, l_a – длина канала.

Средняя по расходу скорость в любом сечении канала будет

$$v_0 = \frac{G}{\pi r_a^2} = \frac{r_a^2}{8\mu l_a} \Delta P. \quad (3.5)$$

Используя формулу (3.5) закон распределения скорости (3.3) можно представить в виде

$$v = 2v_0 \left(1 - \frac{r^2}{r_a^2} \right).$$

Из этого выражения следует, что в цилиндрическом канале осевая скорость равна удвоенной средней по сечению скорости.

Рассмотрим задачу о движении воздуха по каналу, поперечное сечение которого задано уравнением $f(x, y) = 0$. Система уравнений (3.1) в этом случае принимает вид

$$\frac{dP}{dz} = \mu \left(\frac{d^2v}{dx^2} + \frac{d^2v}{dy^2} \right) \quad (3.6)$$

$$\frac{\partial P}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial P}{\partial y} = 0, \quad \frac{\partial v}{\partial z} = 0. \quad (3.7)$$

Граничным условием для уравнения (3.6) является $v = 0$ на поверхности $f(x, y) = 0$.

Рассмотрим движение в эллиптическом канале, сечение которого задано уравнением

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1,$$

где a и b – полуоси эллипса.

Не останавливаясь на особенностях интегрировании уравнения (3.6), приведем сразу решение:

$$v(x, y) = -\frac{1}{2\mu} \frac{a^2 b^2}{a^2 + b^2} \frac{\partial P}{\partial z} \left(1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2} \right). \quad (3.8)$$

Подставив формулу (3.8) в (3.6), легко убедиться, что решение удовлетворяет и исходному уравнению, и граничному условию. При $a = b$ решение дает закон распределения скорости в круглом канале (3.3).

Из (3.8) после интегрирования по площади проходного сечения можно определить объемный расход газа

$$G = -\frac{\pi}{4\mu} \frac{\Delta P}{l_a} \frac{a^2 b^2}{a^2 + b^2}, \quad (3.9)$$

величину средней по сечению скорости

$$v_0 = \frac{G}{\pi ab} = -\frac{1}{4\mu} \frac{\Delta P}{l_a} \frac{ab}{a^2 + b^2}. \quad (3.10)$$

и коэффициент гидравлического сопротивления

$$\xi = \frac{\pi}{4\mu l_a} \frac{a^2 b^2}{(a^2 + b^2)}. \quad (3.11)$$

Приведенные выше зависимости получены для установившегося ламинарного движения потока. Режим движения определяется критерием Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{v_0 \rho}{\mu} < \text{Re}_{\text{кр}}.$$

где, ρ – плотность воздуха; d_r – гидравлический диаметр канала; $\text{Re}_{\text{кр}} = 2300$ – критическое число Рейнольдса. Гидравлический диаметр канала вычисляется по формуле

$$d_r = \frac{4S}{\Pi},$$

где S – площадь проходного сечения, Π – периметр проходного сечения эквивалентного канала.

Для эллиптического канала:

$$S = \pi ab, \quad \Pi \approx 4 \frac{\pi ab(a+b)^2}{a+b}.$$

Стабилизированное (в гидродинамическом смысле) течение устанавливается на начальном участке, длина которого $l_{\text{ст}}$ определяется формулой [9]

$$l_{\text{ст}} = 0,015 d_r \text{Re}.$$

На конечном участке также возникает дестабилизация течения. В первом приближении можно полагать, что длины этих участков и их коэффициенты местного сопротивления одинаковы.

Если размеры участков нестабильного течения соизмеримы с общей длиной канала, то необходимо учитывать их гидродинамическое сопротивление:

$$\xi_{\text{ст}} = \frac{13,8}{l_0} \sqrt{\frac{l_{\text{ст}} d_r}{\text{Re}}} + \frac{64}{\text{Re}} \left(1 - \frac{l_{\text{ст}}}{l_0}\right),$$

$$\xi_{\Sigma} = \xi + 2\xi_{\text{ст}}.$$

4. РАСЧЕТ УПЛОТНЕНИЙ РОТОРА

Отличительной особенностью рассматриваемых теплообменников являются перетечки через уплотнения ротора. Схема расположения уплотнений показана на рис.10 – 11.

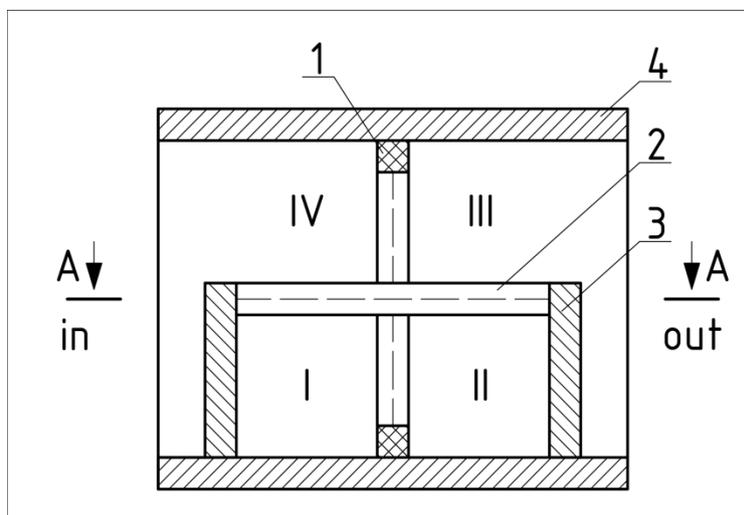


Рис. 10. Корпус регенеративного теплообменника:
1 – радиальное уплотнение ротора, 2 – рама, 3 – стойка рамы, 4 - внешний корпус теплообменника

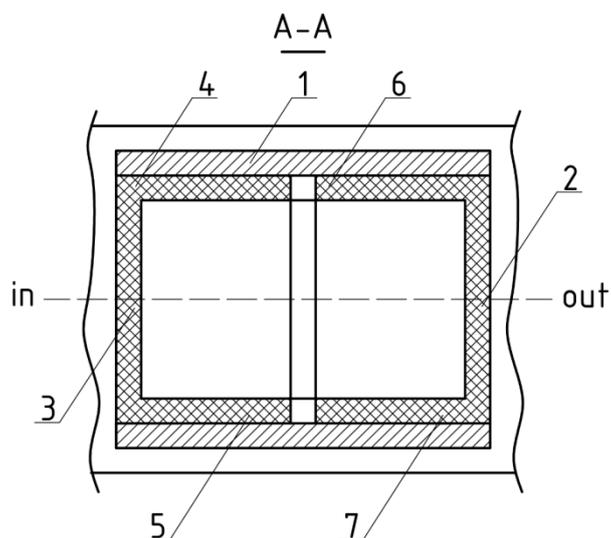


Рис. 11. Уплотнения ротора
1 – рама; 2, 3 – уплотнения торцов ротора;
4, 5 – уплотнение цилиндрической поверхности ротора с внутренней стороны;
6, 7 – уплотнение цилиндрической поверхности ротора с внешней стороны

Уплотнения роторов должны удовлетворять двум основным требованиям: обладать герметичностью при значительных перепадах давления между уплотняемыми полостями и обеспечивать работоспособность подвижного соединения ротора и корпуса. Поиск компромисса между этими противоположными требованиями привел к формированию двух основных типов уплотнений: контактных и бесконтактных.

К первой группе относятся уплотнения с сальниковой набивкой, манжетные, механические торцовые и пр. Такие уплотнения обладают высокой герметичностью, но быстро изнашиваются и, как следствие, требуют постоянного обслуживания.

Вторая группа уплотнений – бесконтактные – характеризуется наличием гарантированного зазора между уплотняемыми поверхностями. Поэтому уплотнения работают с постоянной утечкой, но почти без износа. Так как в роторных теплообменниках перепад давлений между каналами притока и вытяжки не превышает 500 Па, а расход воздуха достаточно велик, то наибольшее применение находят бесконтактные уплотнения. Основные типы бесконтактных уплотнений: щелевые, лабиринтные, сотовые, щеточные. Конструктивно они отличаются видом профилирования уплотняемого зазора, проводимого для увеличения гидродинамического сопротивления перетечкам.

На начальных этапах проектирования все бесконтактные уплотнения рассматриваются как щелевые. Так как уплотняемый зазор всегда намного меньше диаметра уплотняемого ротора, то как для торцевых, так и для радиальных уплотнений расчет сводится к определению расхода через плоскую щель. Толщина зазора должна обеспечивать отсутствие контакта между уплотняемыми поверхностями с учетом их упругих и термических деформаций, торцевого и радиального биения подвижных деталей и узлов уплотнения.

Перетечки воздуха обусловлены перепадом давления (течение Пуазейля) и силами вязкого трения на подвижных поверхностях уплотнения (течение Куэтта). При симметричном расположении цилиндрического ротора относительно уплотнений входной и выходной потоки течения Куэтта взаимно компенсируются, поэтому расход перетечек зависит только от перепада давления. Обобщенная схема аэродинамических сопротивлений приведена на рис. 12.

Здесь λ_1 – общее сопротивление всех каналов теплоаккумулирующего ротора в вытяжном канале вентиляционной установки, λ_2 – аэродинамическое сопротивление радиального уплотнения между полостями III и IV (см. рис. 10), λ_3 – общее сопротивление всех каналов теплоаккумулирующего ротора в приточном канале, λ_4 – аэродинамическое сопротивление радиального уплотнения между полостями I и II, λ_5 – сопротивление торцевого уплотнения между полостями I и IV, λ_6, λ_7 – сопротивление уплотнений цилиндрической поверхности ротора с внутренней стороны теплообменника, λ_8 – сопротивление торцевого уплотнения между полостями II и III, λ_9, λ_{10} –

сопротивление уплотнений цилиндрической поверхности ротора с внешней стороны теплообменника.

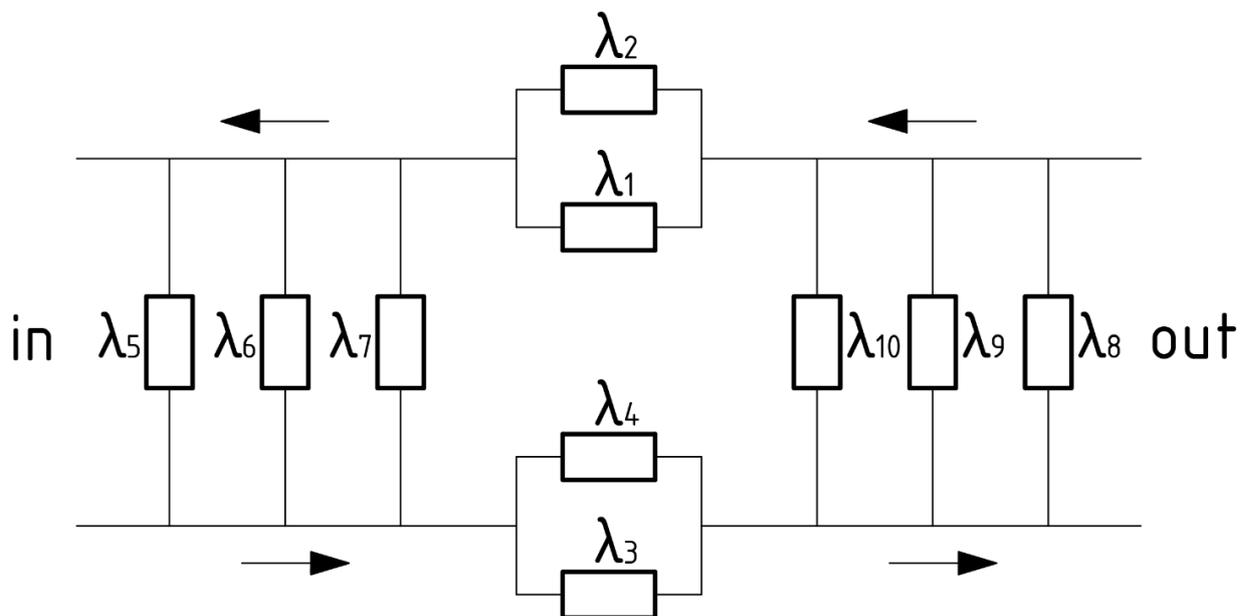


Рис. 12. Схема аэродинамических сопротивлений регенеративного теплообменника

В первом приближении считают, что режим движения воздуха во всех уплотнениях ламинарный. При проверочном расчете это допущение должно быть обязательно проверено.

Схема щелевого уплотнения показана на рис. 13.

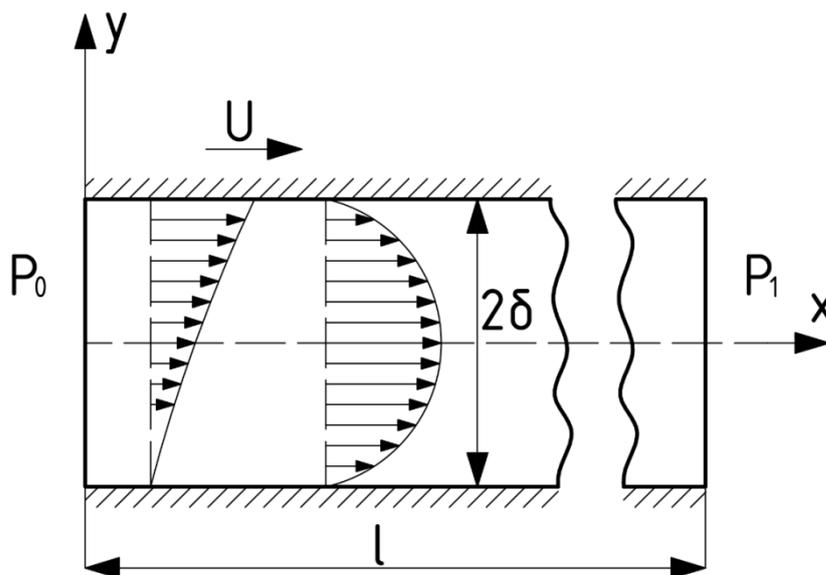


Рис. 13. Схема щелевого уплотнения

Установившееся движение ньютоновской жидкости в плоском канале с подвижной стенкой описывается уравнением

$$\frac{dP}{dx} = \mu \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \quad (4.1)$$

с граничными условиями $v = 0$ при $y = -\delta$ и $v = U$ при $y = \delta$. Интегрирование (4.1) дает поле скорости течения Пуазейля- Куэтта:

$$v = -\frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x} (\delta^2 - y^2) + \frac{U}{2} \left(1 + \frac{y}{\delta}\right). \quad (4.2)$$

Проинтегрировав (4.2) по площади проходного сечения, вычислим расходы

$$G - \int_{-\delta}^{\delta} vb \, dy = -\frac{2b\delta^3}{3\mu} \frac{\partial P}{\partial x} + U\delta b, \quad (4.3)$$

где b – ширина канала, $-\frac{\partial P}{\partial x} = \frac{P_0 - P_1}{l} = \frac{\Delta P}{l}$.

В формуле (4.3) первое слагаемое – расход течения Пуазейля, второе слагаемое – расход течения Куэтта.

Проверочный расчет уплотнений проводится с использованием обобщенных экспериментальных данных, полученных при исследовании уплотнений различного в широком диапазоне геометрических и режимных параметров. Потери давления в уплотнениях представляют в виде

$$\Delta p = \Delta p_s + \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_a.$$

Здесь Δp_s – потери на преодоление сопротивления на входе в уплотнение, $\Delta p_{\text{тр}}$ – потери на преодоление трения, Δp_a – потери на преодоление сопротивления на выходе из уплотнения:

$$\Delta p_s = \xi_s \rho \frac{v^2}{2};$$

$$\Delta p_a = \xi_a \rho \frac{v^2}{2};$$

$$\Delta p_{\text{тр}} = \int_0^l \frac{v^2}{2} \frac{\lambda}{2} \frac{dl}{\delta},$$

где ξ_s, ξ_a – коэффициенты местных потерь, λ – коэффициент сопротивления трению, v – осредненная по расходу скорость течения в уплотнении.

Общий коэффициент потерь вычисляют по формулам

$$\xi = \xi_s + \xi_a + \frac{\lambda l}{2\delta},$$

$$\xi = \frac{2\Delta p}{\rho v^2}.$$

Тогда расход воздуха через уплотнение

$$G = \delta b \sqrt{\frac{2\Delta p}{\xi \rho}}. \quad (4.4)$$

Формулу 4.4 можно представить в виде

$$\sqrt{\Delta p} = SG,$$

где $S = \frac{\sqrt{\xi \rho}}{\sqrt{2\delta b}}$ – аэродинамическая проводимость уплотнения.

При параллельной установке уплотнений (см. рис. 12) суммарный расход воздуха, который проходит по всем ветвям, равен

$$G_{\Sigma} = \sum G_i = \sqrt{\Delta p} \sum \frac{1}{S_i} = \sqrt{\Delta p} \lambda_{\Sigma}, \quad (4.5)$$

где λ_{Σ} – общее аэродинамическое сопротивление параллельных уплотнений.

Таким образом, для расчета гидродинамических характеристик уплотнения необходимо знать коэффициенты ξ_s, ξ_a, λ , которые приведены в справочной литературе [8].

5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПОР-РАСХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИТОЧНО-ВЫТЯЖНОЙ УСТАНОВКИ

На рис.14 показаны аэродинамические сопротивления типовой приточно-вытяжной установки, приведенной на рис. 1. Регенеративный теплообменник RR представлен в виде четырех резисторов, аэродинамическое сопротивление которых рассчитывается по формулам 4.4 – 4.5 на основании схемы рис. 12.

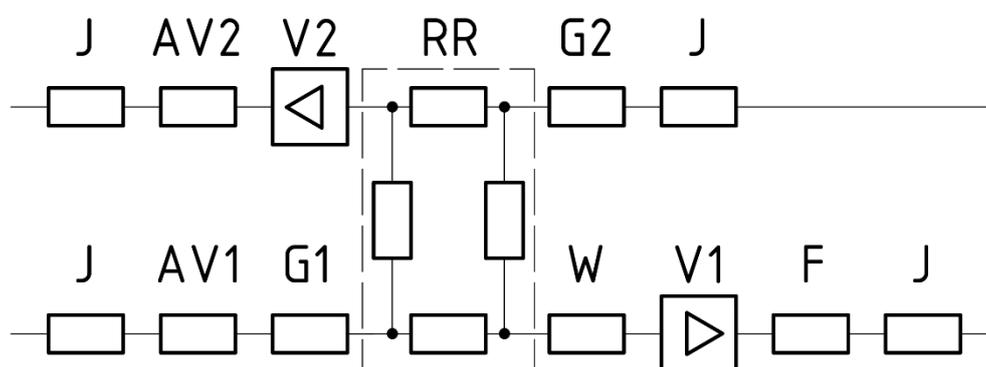


Рис. 14. Схема аэродинамических сопротивлений
приточно-вытяжной установки

Аэродинамические сопротивления отдельных блоков приточно-вытяжных установок приведены в технической документации производителей оборудования. Номограммы для расчета рабочих характеристик вентиляторов и потерь давления в различных блоках канальных установок Remak Vento System приведены в Приложениях 1–2. Методика аппроксимации номограмм и характеристик этого оборудования рассмотрена в пособии [1].

Расчетная схема установки показана на рис. 15, где резисторы установленных последовательно блоков заменены их общим сопротивлением. Таким образом, аэродинамический расчет установки сводится к определению расходов в семи ветвях и давлений в восьми узловых точках. Давление в концевых узлах $P_0 = 0$.

В общем случае напор-расходные характеристики вентиляторов и других блоков могут быть описаны полиномом вида

$$\Delta P = \sum_{i=0}^n a_i G^i, \quad (5.1)$$

где ΔP – перепад давления между узловыми точками; G – расход воздуха в соответствующей ветви; a_i – коэффициенты полинома, аппроксимирующего характеристику; n – степень полинома.

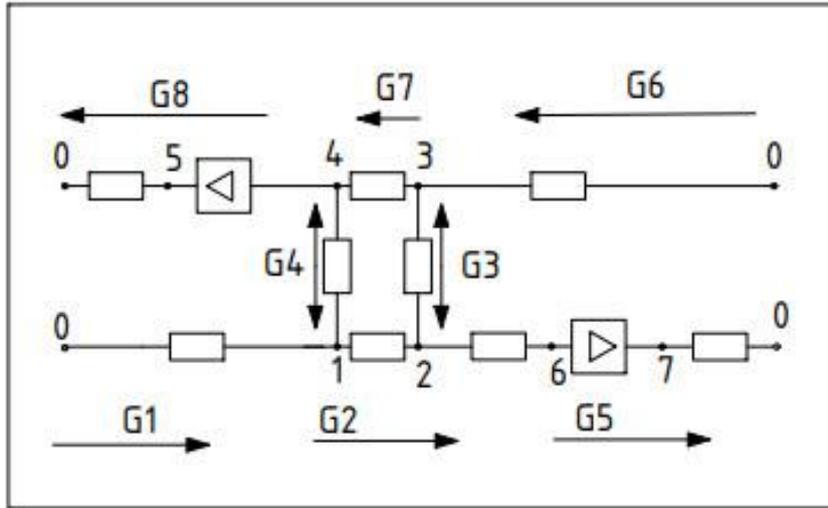


Рис. 15. Расчетная схема

1. $P_0 - P_1 = \sum_{i=0}^{i=n} a_i (G_1)^i$,
2. $P_1 - P_2 = \sum_{i=0}^{i=n} a_i (G_2)^i$,
3. $P_2 - P_6 = \sum_{i=0}^{i=n} a_i (G_5)^i$,
4. $P_6 - P_7 = \sum_{i=0}^{i=n} a_i (G_5)^i$,
5. $P_7 - P_0 = \sum_{i=0}^{i=n} a_i (G_5)^i$,
6. $P_0 - P_3 = \sum_{i=0}^{i=n} a_i (G_6)^i$,
7. $P_3 - P_4 = \sum_{i=0}^{i=n} a_i (G_7)^i$,
8. $P_4 - P_5 = \sum_{i=0}^{i=n} a_i (G_8)^i$,
9. $P_5 - P_0 = \sum_{i=0}^{i=n} a_i (G_8)^i$,
10. $\mp(P_4 - P_1) = \sum_{i=0}^{i=n} a_i (G_4)^i$,
11. $\mp(P_2 - P_3) = \sum_{i=0}^{i=n} a_i (G_3)^i$.

Дополнительные четыре уравнения получены из баланса расходов в узлах 1–4 (аналог первого закона Кирхгофа):

$$12. \quad G_1 - G_2 \mp G_4 = 0,$$

$$13. \quad G_7 - G_8 \mp G_4 = 0,$$

$$14. \quad G_2 - G_5 \mp G_3 = 0,$$

$$15. \quad G_6 - G_7 \mp G_3 = 0.$$

Таким образом, определение напор-расходных характеристик приточно-вытяжной установки с учетом потерь в уплотнении сведено к решению системы из пятнадцати, в общем случае, нелинейных уравнений. Порядок полиномов системы зависит от формы аппроксимируемых характеристик и, как правило, не превышает трех.

Направление потоков G_3 и G_4 зависит от соотношения давлений в узловых точках 1–4, структуры и мест установки вентиляторов относительно других блоков вентиляционной установки.

Решение системы уравнений может быть проведено в надстройке Solver электронной таблицы Excel [1, 4, 5].

6. МОДЕЛЬ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ В КАНАЛЕ РЕГЕНЕРАТИВНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

Для решения оптимизационной задачи на этапе проектирования необходимо использовать математическую модель, позволяющую вычислять нестационарные температурные поля воздушных потоков и теплоаккумулирующей насадки в широком диапазоне режимных и конструктивных параметров.

В математической модели были приняты следующие допущения:

– во всех каналах насадки тепловые и гидродинамические процессы идентичны, что позволяет в качестве математической модели использовать единичный канал регенеративной насадки.

– теплообмен в канале насадки протекает без фазовых переходов;

– насадка теплоизолированная, т.е. отсутствуют тепловые потери в окружающую среду;

– теплообмен воздуха в канале преимущественно конвективный;

– теплофизические и гидродинамические характеристики теплоносителя постоянны по сечению канала насадки и не зависят от температуры и давления;

– время прохождения воздуха через теплообменник намного меньше, чем время циклов аккумуляции и регенерации.

На рис. 16 показан единичный канал теплообменника, с указанием направления движения воздуха. Процесс теплообмена является нестационарным, так как температура поверхности канала насадки и воздуха в нем меняется как по длине, так и по времени.

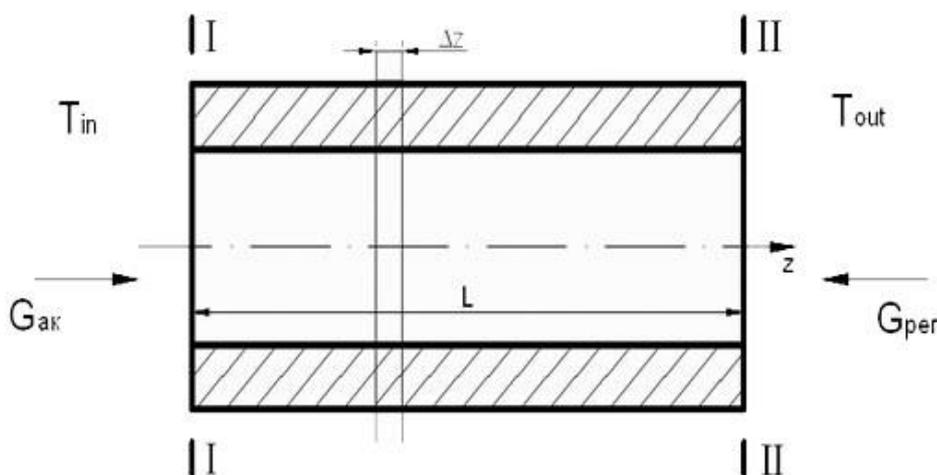


Рис. 16. Расчетная модель канала регенеративной насадки:

I–I и II–II – торцевые сечения канала насадки; $G_{ак}$ – расход воздуха на этапе аккумуляции (передача теплоты удаляемого воздуха насадке); $G_{рег}$ – расход воздуха на этапе регенерации (передача теплоты от насадки к приточному воздуху); T_{in} – температура большего потенциала; T_{out} – температура меньшего потенциала; L – длина насадки.

Расход воздуха через единичный канал насадки определяется как общий расход воздуха, отнесенный к общему количеству каналов насадки. Толщина стенки канала равна половине стенки между смежными каналами.

Из канала регенеративной насадки, представленного на рис. 16, выделен участок Δz (см. рис. 17).

Составим уравнение теплового баланса для воздуха, проходящего участок канала насадки Δz за время Δt .

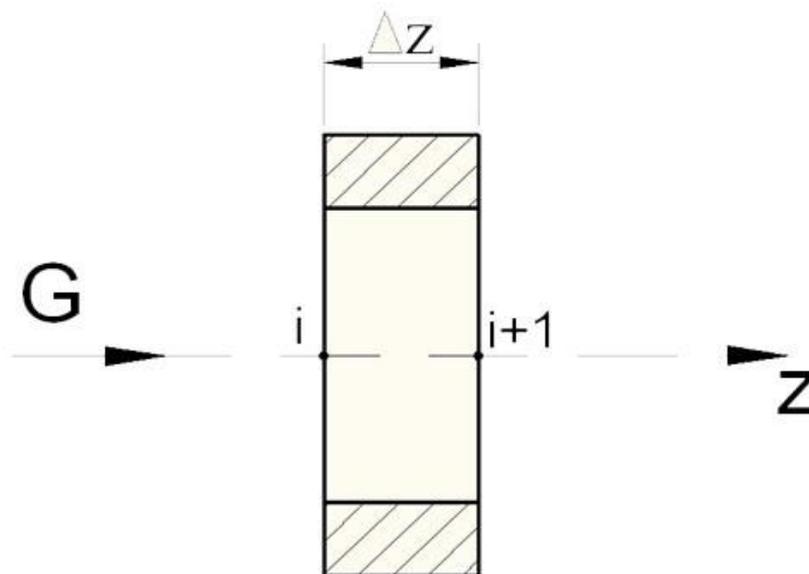


Рис. 17. Участок эквивалентного канала насадки регенератора

$$\Delta z = L / (n - 1),$$

где $i = 1, 2, \dots, n$;

$$\Delta \tau = \tau_{\text{пер}} / K,$$

где $k = 1, 2, \dots, K$.

Здесь n – количество узлов разностной сетки по длине канала; K – количество временных слоев периодов аккумуляции и регенерации.

Верхний индекс при температуре указывает на временной слой, нижний индекс – на узел сетки по длине канала.

Количество теплоты в выделенном элементарном объеме в начальный (предыдущий) момент времени

$$Q_1 = \frac{1}{2} \left(T_{\text{в}(i)}^{(k-1)} + T_{\text{в}(i+1)}^{(k-1)} \right) c_{\text{в}} \rho_{\text{в}} s \Delta z. \quad (6.1)$$

Количество теплоты в элементарном объеме через время Δt

$$Q_2 = \frac{1}{2} \left(T_{B(i)}^{(k)} + T_{B(i+1)}^{(k)} \right) c_B \rho_B s \Delta z. \quad (6.2)$$

Теплота воздушного потока, поступившая в контрольный объем,

$$Q_3 = G T_{B(i)}^{(k)} c_B \Delta \tau. \quad (6.3)$$

Теплота воздушного потока, вышедшего из контрольного объема,

$$Q_4 = G T_{B(i+1)}^{(k)} c_B \Delta \tau. \quad (6.4)$$

Количество теплоты, участвующее в теплообмене с насадкой,

$$Q_5 = \Pi \alpha \Delta z \Delta \tau \frac{1}{2} \left(T_{B(i)}^{(k)} + T_{B(i+1)}^{(k)} - T_{H(i)}^{(k)} + T_{H(i+1)}^{(k)} \right). \quad (6.5)$$

Здесь T_B – температура воздуха; T_H – температура насадки; s – площадь проходного сечения канала; ρ_B – плотность воздуха; Π – периметр проходного сечения канала; α – коэффициент теплоотдачи между стенкой канала и воздушным потоком, G – расход воздуха.

Принято, что положительными являются процессы, приводящие к уменьшению теплосодержания контрольного объема. Тогда уравнение теплового баланса имеет вид

$$Q_4 - Q_3 + Q_5 = Q_1 - Q_2. \quad (6.6)$$

После подстановки 6.1 – 6.5 в 6.6 получим

$$\begin{aligned} & \left(T_{B(i+1)}^{(k)} - T_{B(i)}^{(k)} \right) G c_B \Delta \tau + \left(T_{B\left(i+\frac{1}{2}\right)}^{(k)} - T_{H\left(i+\frac{1}{2}\right)}^{(k)} \right) \Pi \alpha \Delta z \Delta \tau = \\ & = \left(T_{B(i+1/2)}^{(k)} - T_{B(i+1/2)}^{(k-1)} \right) c_B \rho_B \Delta z. \end{aligned} \quad (6.7)$$

Разделив обе части равенства (6.7) на $\Delta z \Delta \tau$, получим:

$$\begin{aligned} \frac{\left(T_{B(i+1)}^{(k)} - T_{B(i)}^{(k)}\right) G c_B}{\Delta z} + \left(T_{B\left(i+\frac{1}{2}\right)}^{(k)} - T_{H\left(i+\frac{1}{2}\right)}^{(k)}\right) \Pi \alpha = \\ = \frac{\left(T_{B(i+1/2)}^{(k)} - T_{B(i+1/2)}^{(k-1)}\right) c_B \rho_B}{\Delta \tau} \end{aligned} \quad (6.8)$$

Пусть $\Delta z \rightarrow 0$ и $\Delta \tau \rightarrow 0$, тогда в любом сечении воздушного канала процесс тепломассопереноса описывается дифференциальным уравнением

$$G_{c_B} \frac{\partial T_B}{\partial z} + \Pi \alpha (T_B - T_H) + c_B \rho_B s \frac{\partial T_B}{\partial \tau} = 0. \quad (6.9)$$

В качестве граничного условия принята температура воздуха на входе в канал:

$$T_{B(z=0)} = \begin{cases} T_{in} & \text{if } G=G_{ак} \\ T_{out} & \text{if } G=G_{рег} \end{cases} \quad (6.10)$$

Температура на входе в канал принимается равной температуре воздуха большего или меньшего потенциала, в зависимости от происходящего в регенераторе процесса – аккумуляции или регенерации. Так как при номинальном режиме работы регенератора тепловые процессы имеют циклический установившийся характер и не зависят от исходного теплового состояния, начальные условия могут задаваться в произвольной форме. Реальное распределение температур в канале и насадке в начале каждого цикла регенерации и аккумуляции должно обеспечивать равенство регенерированной и аккумулированной теплоты.

Для определенности примем, что при $\tau = 0$ температура воздуха в канале линейно изменяется от T_{in} до T_{out} . Тогда начальное условие имеет вид

$$T_{B(\tau=0)} = T_{in} - \frac{(T_{in} - T_{out})z}{L}. \quad (6.11)$$

Составим уравнение теплового баланса для элементарного объема материала канала насадки. Запишем все составляющие, входящие в уравнение теплового баланса.

Количество теплоты в элементарном объеме насадки в начальный (предыдущий) момент времени

$$Q_6 = \frac{1}{2} \left(T_{\text{H}(i)}^{(k-1)} + T_{\text{H}(i+1)}^{(k-1)} \right) c_{\text{H}} \rho_{\text{H}} s_{\text{H}} \Delta z. \quad (6.12)$$

Количество теплоты в элементарном объеме насадки через время $\Delta \tau$

$$Q_7 = \frac{1}{2} \left(T_{\text{H}(i)}^{(k)} + T_{\text{H}(i+1)}^{(k)} \right) c_{\text{H}} \rho_{\text{H}} s_{\text{H}} \Delta z. \quad (6.13)$$

Теплота, поступившая в элементарный объем насадки вследствие теплопроводности,

$$Q_8 = \lambda_{\text{H}} s_{\text{H}} \Delta \tau \frac{\left(T_{\text{H}(i)}^{(k)} + T_{\text{H}(i-1)}^{(k)} \right)}{\Delta z}. \quad (6.14)$$

Теплота, вышедшая из элементарного объема насадки вследствие теплопроводности,

$$Q_9 = \lambda_{\text{H}} s_{\text{H}} \Delta \tau \frac{\left(T_{\text{H}(i+1)}^{(k)} + T_{\text{H}(i)}^{(k)} \right)}{\Delta z}. \quad (6.15)$$

Теплота, участвующая в теплообмене с воздухом,

$$Q_{10} = -Q_5. \quad (6.16)$$

Здесь c_{H} – теплоемкость материала насадки; ρ_{H} – плотность материала насадки; s_{H} – площадь поперечного сечения насадки; λ_{H} – теплопроводность материала насадки.

Уравнение теплового баланса для элементарного объема насадки имеет вид:

$$Q_9 - Q_8 - Q_{10} = -Q_6 - Q_7$$

После подстановки 6.12 – 6.16 получим:

$$\begin{aligned} & \frac{\left(T_{\text{H}(i+1)}^{(k)} - 2T_{\text{H}(i)}^{(k)} + T_{\text{H}(i-1)}^{(k)} \right)}{\Delta z} \lambda_{\text{H}} s_{\text{H}} \Delta \tau + \left(T_{\text{H}(i+1/2)}^{(k)} - T_{\text{B}(i+1/2)}^{(k)} \right) \Pi \alpha \Delta z \Delta \tau = \\ & = \left(T_{\text{H}(i+1/2)}^{(k)} - T_{\text{H}(i+1/2)}^{(k-1)} \right) c_{\text{H}} \rho_{\text{H}} s_{\text{H}} \Delta z. \end{aligned}$$

Разделим обе части уравнения на $\Delta z \Delta \tau$:

$$\begin{aligned} \frac{\left(T_{H(i+1)}^{(k)} - 2T_{H(i)}^{(k)} + T_{H(i-1)}^{(k)}\right)}{\Delta z^2} \lambda_H s_H + \left(T_{H(i+1/2)}^{(k)} - T_{B(i+1/2)}^{(k)}\right) \Pi \alpha = \\ = \frac{\left(T_{H(i+1/2)}^{(k)} - T_{H(i+1/2)}^{(k-1)}\right) c_H \rho_H s_H}{\Delta \tau}. \end{aligned} \quad (6.17)$$

Если $\Delta z \rightarrow 0$ и $\Delta \tau \rightarrow 0$, то равенство (6.17) можно записать в виде дифференциального уравнения

$$\lambda_H s_H \frac{\partial^2 T_H}{\partial z^2} + \Pi \alpha (T_H - T_B) + c_H \rho_H s_H \frac{\partial T_H}{\partial \tau} = 0. \quad (6.18)$$

Для уравнения (2.21) необходимо сформулировать краевые условия. В допущениях было принято, что насадка теплоизолированная, т. е. теплопередача от торцов стенок насадки в окружающую среду пренебрежимо мала по сравнению с другими рассмотренными тепловыми процессами, поэтому граничные условия можно представить в виде

$$\left(\frac{\partial T_H}{\partial z}\right)_{z=L} = 0, \quad \left(\frac{\partial T_H}{\partial z}\right)_{z=0} = 0; \quad (6.19)$$

Начальное условие для уравнения (6.18) аналогично начальному условию для уравнения (6.9):

$$T_{H(\tau=0)} = T_{in} - \frac{(T_{in} - T_{out})z}{L}. \quad (6.20)$$

Таким образом, тепловой расчет процессов тепломассопереноса в канале регенеративного теплообменника сводится к совместному решению дифференциальных уравнений (6.9), (6.18) с краевыми условиями (6.10), (6.11), (6.19) и (6.20). Численные методы решения сформулированной задачи на двумерной сетке приведены в работах [6, 7]. Теплофизические параметры, входящие в модель, приведены в Приложениях 3–12.

7. СОКРАЩЕННЫЕ МОДЕЛИ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ

Введем ряд последовательных допущений, позволяющих существенно упростить приведенную выше модель.

Будем полагать, что $\frac{\partial T_H}{\partial z} \approx 0$, т.е. теплопроводность по стенкам канала насадки пренебрежимо мала. Тогда уравнение (6.18) принимает вид

$$c_H \rho_H s_H \frac{\partial T_H}{\partial \tau} + \Pi \alpha (T_H - T_B) = 0. \quad (7.1)$$

Таким образом, температура насадки зависит только от времени, что позволяет для решения системы уравнений (6.9) и (7.1) применять явную итерационную схему. Принятое допущение не оказывает существенного влияния на точность решения, если эквивалентный единичный канал является тонкостенным, т. е. при $s_H \ll s_B$.

Следующим является допущение о линейном характере изменения температуры воздуха по осевой координате канала. Тогда уравнение (6.9) можно разделить на две составляющие. На этапе аккумуляции уравнение принимает вид

$$G_{c_B} \frac{(T_{in} - T_{acc})}{L} + \Pi \alpha (T_B - T_H) + c_B \rho_B s_B \frac{\partial T_B}{\partial \tau} = 0, \quad (7.2)$$

а на этапе регенерации

$$-G_{c_B} \frac{(T_{out} - T_{reg})}{L} + \Pi \alpha (T_B - T_H) + c_B \rho_B s_B \frac{\partial T_B}{\partial \tau} = 0. \quad (7.3)$$

Температуры насадки и воздуха в уравнениях (7.1), (7.2), (7.3) изменяются только по времени, т.е. исходная двухмерная модель (6.9–6.18) становится одномерной, что существенно упрощает вычисление коэффициентов аккумуляции и регенерации.

На следующем шаге упрощения модели примем, что температуры стенок и воздуха в канале не изменяются по времени, но различны на этапах регенерации и аккумуляции теплоты.

Введем обозначения:

$T_{H reg}, T_{H acc}$ – средние температуры насадки на этапе аккумуляции и регенерации соответственно,

$T_{B reg} = \frac{(T_{out} - T_{reg})}{2}$, $T_{B acc} = \frac{(T_{in} - T_{acc})}{2}$ – средние температуры воздуха в канале на этапе регенерации и аккумуляции. Так как рассматривается установившийся режим теплообмена между воздухом и стенками канала, то количество теплоты – q , которое передаётся от воздуха насадке и от насадки воздуху во время циклов аккумуляции и регенерации является постоянной величиной. На такую же величину изменяется теплота стенок канала в процессе аккумуляции и регенерации.

На основании принятых допущений сформирована система линейных алгебраических уравнений:

$$q = (T_{H acc} - T_{H reg}) c_H \rho_H s_H, \quad (7.4)$$

$$q = (T_{in} - T_{B acc}) G_{acc} c_B \tau_{acc}, \quad (7.5)$$

$$q = (T_{B reg} - T_{out}) G_{reg} c_B \tau_{reg}, \quad (7.6)$$

$$q = (T_{B acc} - T_{H acc}) \tau_{acc} \alpha LП, \quad (7.7)$$

$$q = (T_{H reg} - T_{B reg}) \tau_{reg} \alpha LП. \quad (7.8)$$

Неизвестными в данной системе являются: теплота q , средние температуры насадки – $T_{H acc}, T_{H reg}$, температуры воздуха на выходе из приточного и вытяжного каналов теплообменника – $T_{B acc}, T_{B reg}$.

Таким образом, в результате упрощения исходной задачи сформированы четыре модели расчета тепловых процессов в регенеративном теплообменнике, приведенных ниже в порядке увеличения сложности:

модель № 1 – система из пяти линейных алгебраических уравнений (7.4) – (7.8);

модель № 2 – система из трех одномерных дифференциальных уравнений (7.1) – (7.3) с начальными условиями (6.11) – (6.20);

модель № 3 – система из двухмерного (6.9) и одномерного (7.1) дифференциальных уравнений;

модель № 4 – исходная задача из двух дифференциальных двухмерных уравнений (6.9), (6.18) с краевыми условиями (6.10), (6.11), (6.19), (6.20).

Во все модели входит коэффициент теплоотдачи α , который вычисляется по критериальным зависимостям [9]:

$$\alpha = \frac{Nu\lambda_{\text{в}}}{d_m},$$

Здесь Nu – число Нуссельта, $\lambda_{\text{в}}$ – теплопроводность воздуха, d_m – эквивалентный диаметр проходного сечения канала. Для ламинарного режима движения воздуха в канале

$$Nu = 0,146 Re^3 Gr^{10},$$

$$Re = \frac{\rho_{\text{в}} d_m v_{\text{в}}}{\mu_{\text{в}}},$$

$$Gr = \frac{g d_m^3 \rho_{\text{в}}}{\nu_{\text{в}}^2} \beta \Delta T.$$

Здесь: Re – число Рейнольдса; Gr – число Грасгофа; $\nu_{\text{в}}$ – коэффициент кинематической вязкости воздуха; $v_{\text{в}}$ – скорость воздуха в канале осредненная по расходу; $\mu_{\text{в}}$ – коэффициент динамической вязкости воздуха; g – ускорение свободного падения; β – температурный коэффициент объёмного расширения теплоносителя; ΔT – средняя разница температур стенки канала и теплоносителя.

Необходимо отметить, что приведенные критериальные зависимости получены в результате обобщения экспериментальных исследований при установившихся тепловых и гидродинамических режимах. В регенеративных теплообменниках эти процессы имеют циклический характер, поэтому при высокой частоте смены циклов регенерации и аккумуляции полученные значения коэффициентов теплоотдачи могут существенно отличаться от их действительных значений. Альтернативным подходом является использование CFD моделей. В работе [6] приведены коэффициенты теплоотдачи, полученные для роторного регенеративного теплообменника в CFD пакете CCM+.

8. ИНТЕГРАЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ РЕГЕНЕРАТИВНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

Показателем эффективности теплообменника является коэффициент регенерации (или аккумуляции). Этот коэффициент показывает, какую часть теплоты вытяжного воздуха смогла накопить, а потом отдать воздуху насадка. На рис. 18 схематически показана диаграмма изменения температуры воздуха в торцевых сечениях каналов регенеративного теплообменника I – I и II – II при установившемся режиме работы.

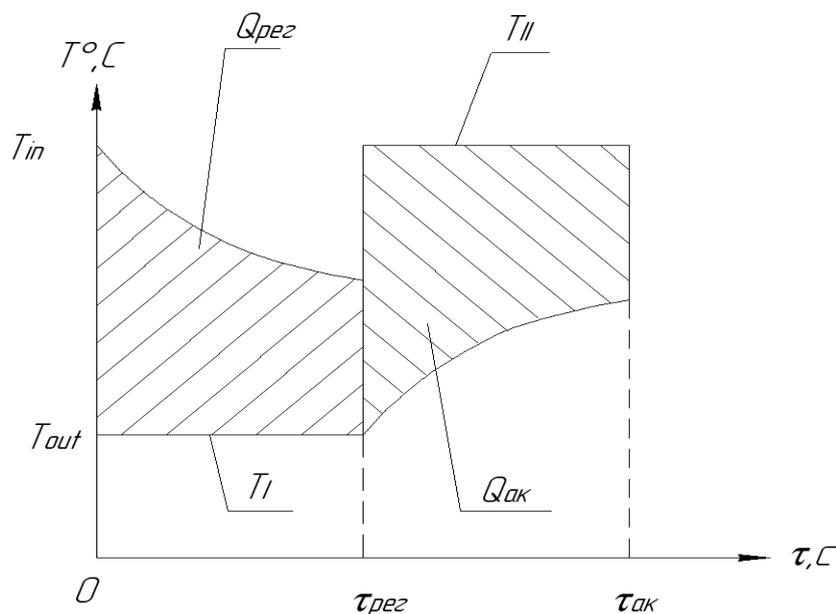


Рис. 18. Изменение температуры воздуха в торцевых сечениях канала:
 T_{out} – температура приточного воздуха, T_{in} – температура вытяжного воздуха,
 T_I и T_{II} – значения температуры воздуха в сечениях I – I и II – II соответственно.
 Площади заштрихованных участков диаграммы пропорциональны теплоте
 аккумуляции насадкой – $Q_{ак}$ за время аккумуляции – $\tau_{ак}$ и теплоте
 регенерируемой насадкой – $Q_{рег}$ за время регенерации теплоты – $\tau_{рег}$

Форма кривой объясняется следующим образом. Когда на подогретую в предыдущем цикле работы насадку подается холодный воздух, интенсивность теплообмена максимальна, так как разность температур между насадкой и воздухом максимальная и приточный воздух попадает в помещение максимально подогретым. Затем температура насадки постепенно снижается – она отдает свою теплоту потоку, и интенсивность теплообмена падает. Следовательно, воздух уже снимает с насадки меньше теплоты и попадает в помещение с более низкой температурой. Чем круче кривая изменения

температуры в торцевом сечении, тем меньше площадь, пропорциональная регенерируемой теплоте, а следовательно, и эффективность регенеративного теплоутилизатора. Цикл вытяжки имеет аналогичный характер. Вначале процесса вытяжной воздух охлаждается насадкой с максимальной интенсивностью. С течением времени интенсивность теплообмена снижается из-за того, что насадка уже частично подогрета.

Максимальное количество теплоты, которое может быть аккумулировано и регенерировано единичным каналом за время $\tau_{ц}$, пропорционально площади $(T_{in} - T_{out}) \tau_{ц}$, поэтому коэффициент регенерации – $K_{рег}$ и коэффициент аккумуляции – $K_{ак}$ канала вычисляются по формулам:

$$K_{рег} = \frac{\int_0^{\tau_{рег}} T_{II}(\tau) d\tau - T_{out} \tau_{рег}}{(T_{in} - T_{out}) \tau_{рег}}, \quad (8.1)$$

$$K_{ак} = \frac{T_{in} \tau_{ак} - \int_0^{\tau_{ак}} T_I(\tau) d\tau}{(T_{in} - T_{out}) \tau_{ак}}. \quad (8.2)$$

В роторных теплообменниках вследствие смешения воздуха, выходящего одновременно из всех единичных каналов насадки, температуры воздуха на выходе из теплообменника величины постоянные, поэтому коэффициенты аккумуляции и регенерации вычисляются по формулам

$$K_{ак} = \frac{T_{in} - T_{в acc}}{T_{in} - T_{out}}, \quad (8.3)$$

$$K_{рег} = \frac{T_{в reg} - T_{out}}{T_{in} - T_{out}}, \quad (8.4)$$

где $T_{в acc}$, $T_{в reg}$ – температуры воздуха на выходе из приточного и вытяжного каналов регенеративного теплообменника.

Таким образом, формулы (8.1) и (8.2) применяют для оценки эффективности стационарных переключаемых регенеративных теплообменников, а формулы (8.3) и (8.4) – для роторных теплообменников

Согласно принятым допущениям, корпус насадки регенератора теплоизолирован, поэтому при установившемся тепловом режиме $Q_{ак} \approx Q_{рег}$ и, следовательно, $K_{ак} \approx K_{рег}$.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Качество сложных технических систем зависит от результатов решения задач структурной и параметрической оптимизации, возникающих в процессе проектирования. Решение таких задач предполагает наличие расчетных моделей, которые позволяют с необходимой точностью оценивать физические процессы, протекающие как в отдельных блоках, так и в системе в целом.

В данном пособии рассмотрены математические модели процессов тепломассопереноса в роторном регенеративном теплообменнике, входящем в состав приточно-вытяжной вентиляционной установки

Проведение расчетов по приведенным моделям позволит студентам приобрести и развить навыки использования технической документации и справочной литературы, а также самостоятельной расчетно-аналитической работы в области климатической техники.

Одной из целей методических указаний является оказание помощи студентам при работе над ВКР в области систем вентиляции и кондиционирования воздуха и исследования тепломассообменных процессов в оборудовании климатических систем.

Авторы пособия выражают глубокую благодарность сотрудникам ООО «СП Ремак» за предоставленную техническую документацию, использованную в данном учебном пособии.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Цыганков А.В., Долговская О.В.** Расчёт канальной системы кондиционирования в MS EXCEL: Учебно-методическое пособие. – Санкт-Петербург: Университет ИТМО, 2019. – 58 с.
2. **Лойцянский Л.Г.** Механика жидкости и газа: М.: Наука, 1987. – 840 с.
3. **Тарг С.М.** Основные задачи теории ламинарных течений. М.: ГИТТЛ, 1951. 420 с.
4. **Малышева Т.А.** Численные методы и компьютерное моделирование. Лабораторный практикум по функций: Учеб.-метод. пособие. СПб.: Университет ИТМО, 2016. – 33 с.
5. **Малышева Т.А.** Численные методы и компьютерное моделирование. Лабораторный практикум для нелинейных уравнений и их систем: Учеб.-метод. пособие. СПб.: Университет ИТМО, ИХиБТ, 2015. – 37 с.
6. **Алешин А.Е.** Моделирование процессов тепломассопереноса в регенеративных теплообменниках систем кондиционирования: дис. ... канд. техн. наук. 2016. 119 с.
7. **Васильев В.А.** Методы расчета тепловых процессов в стационарном переключающемся регенеративном теплоутилизаторе: дис. ...канд. техн. наук. 2010. 136 с.
8. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник / [Л. А. Кондаков и др.]; Под общ. ред. А. И. Голубева, Л. А. Кондакова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1994. – 445 с.
9. **Кутателадзе С.С.** Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: справочное пособие / С.С. Кутателадзе. – Москва: Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.

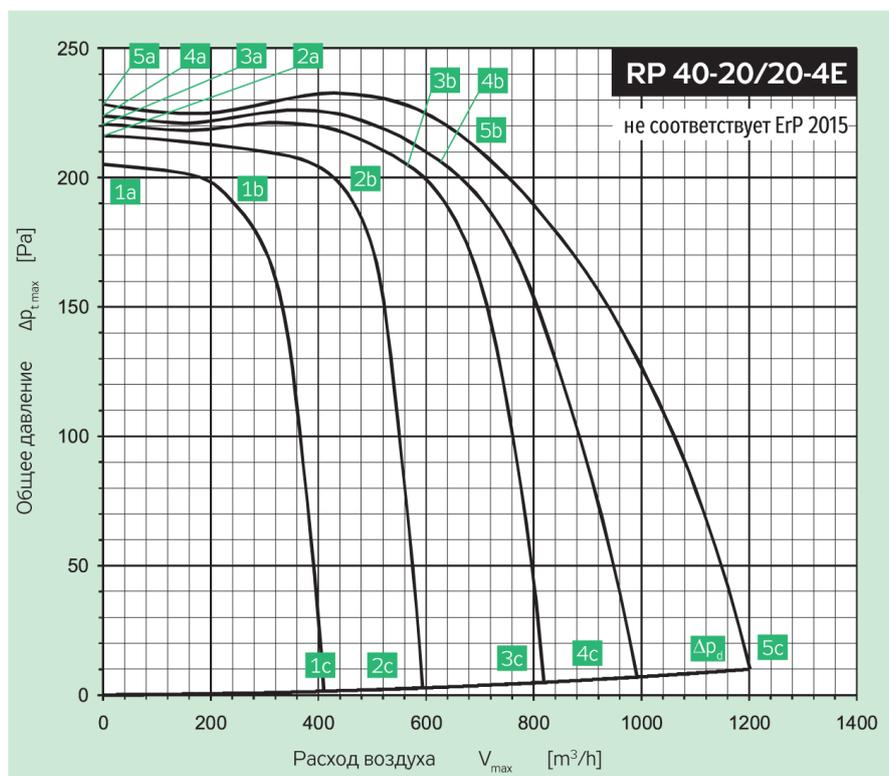
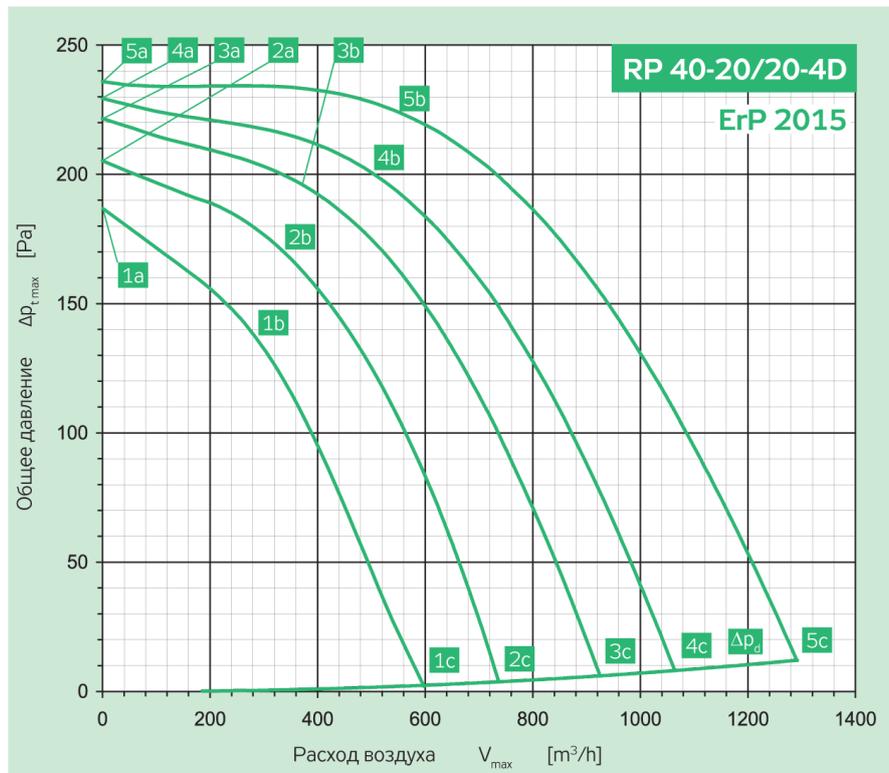
Основные характеристики теплоаккумулирующих материалов

Название материала	Теплопроводность, Вт/(м*К)	Плотность, кг/м ³	Удельная электропроводность, 1/Ом*м	Удельная теплоёмкость, Дж*кг/К	Модуль упругости, Н/мм ²	Коэффициент температурного расширения, 1/К*10 ⁻⁶
Сталь	45.4	7800	5*10 ⁶	500	2*10 ⁵	12
Медь	389,6	8940	5.96*10 ⁷	385	1.2*10 ⁵	16.7
Бронза (БрА9Ж4НМц1)	46	7700	8.1*10 ⁶	418	1*10 ⁵	16
Латунь	93	8500	1.58*10 ⁷	380	1*10 ⁵	19
Алюминий	237	2697	3.5*10 ⁷	903	6.66*10 ⁴	23
Чугун	48	7000	1*10 ⁶	540	1.15*10 ⁵	10
Стекло	1	2500	1*10 ⁻¹¹	840	5*10 ⁴	9
Керамика (оксид алюминия)	20	3720	1*10 ⁻⁵	775	3*10 ⁵	8.2
Полиэтилен низкого давления	0.44	950	1*10 ⁻¹⁴	2400	6.5*10 ²	200
Фторопласт (Ф-4)	0.25	2200	1*10 ⁻¹⁷	1040	5*10 ²	200
Кварцевый песок (керамика, SiO ₂)	7	2300	-	900	-	2

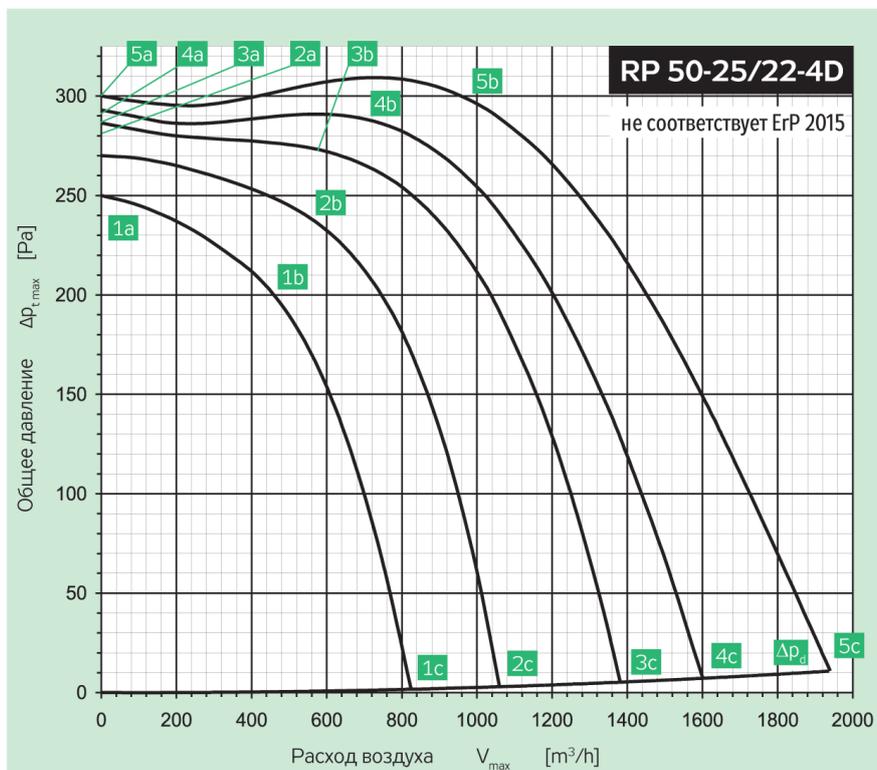
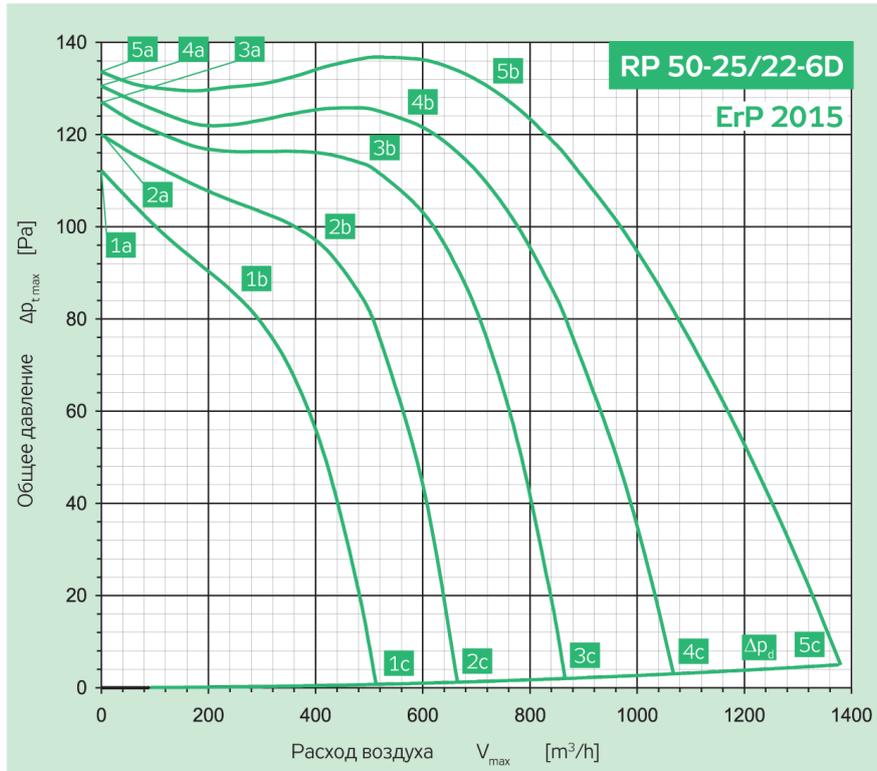
Типоразмеры воздуховодов «Vento system»

Сечение воздуховода, мм	Минимальный расход воздуха, м ³ /час	Максимальный расход воздуха, м ³ /час
1000x500	3500	10000
900x500	3500	9500
800x500	2800	7100
700x400	2000	6500
600x350	1500	4500
600x300	1000	3200
500x300	900	2900
500x250	800	1800
400x200	500	1300

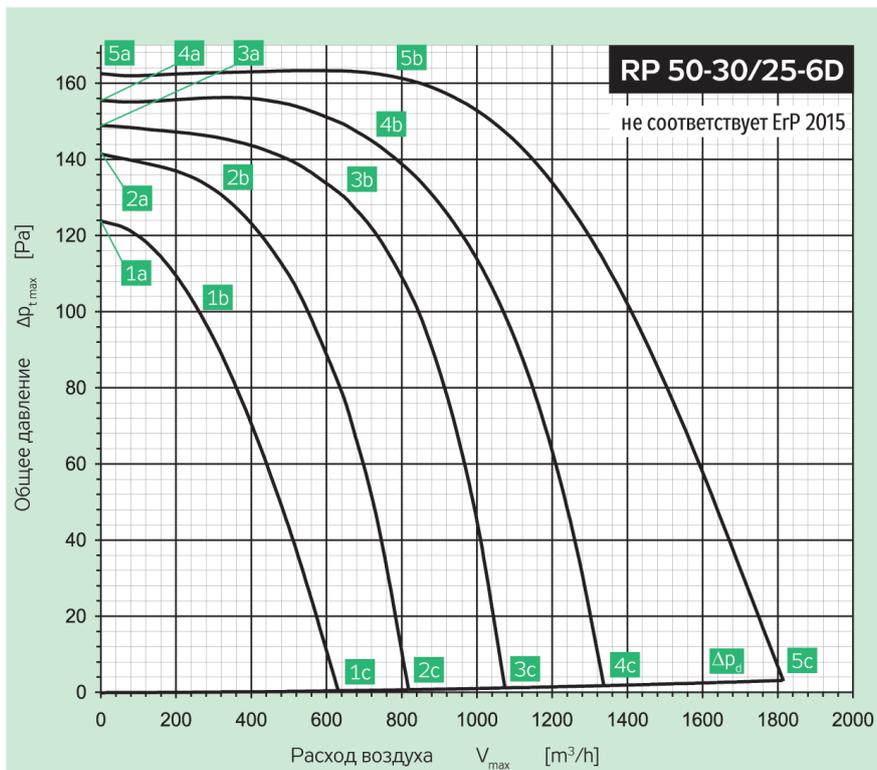
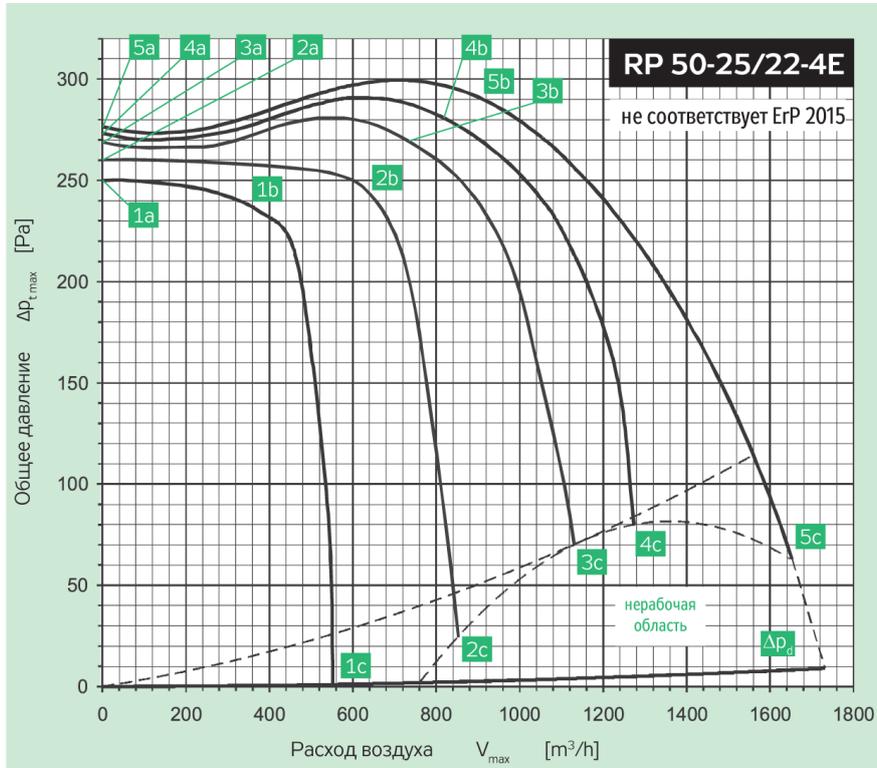
ВЕНТИЛЯТОРЫ RP



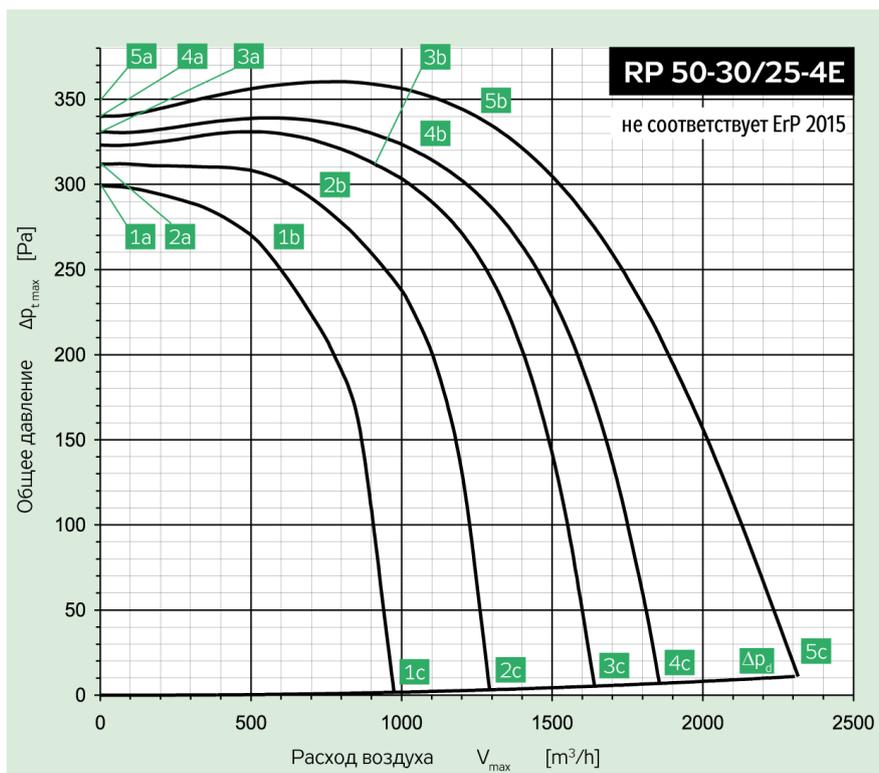
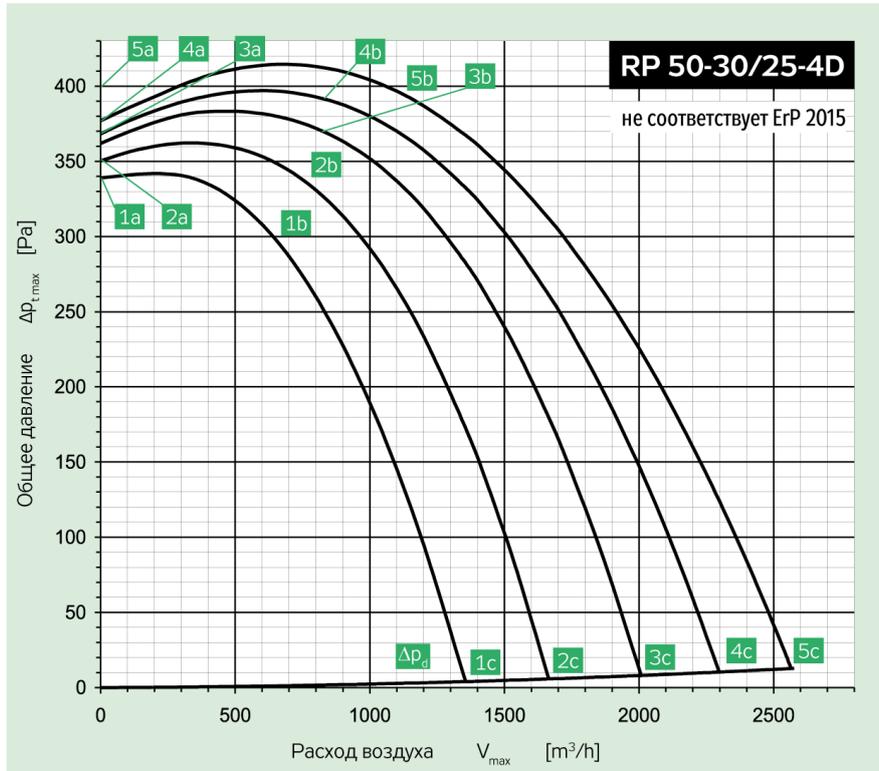
ВЕНТИЛЯТОРЫ RP



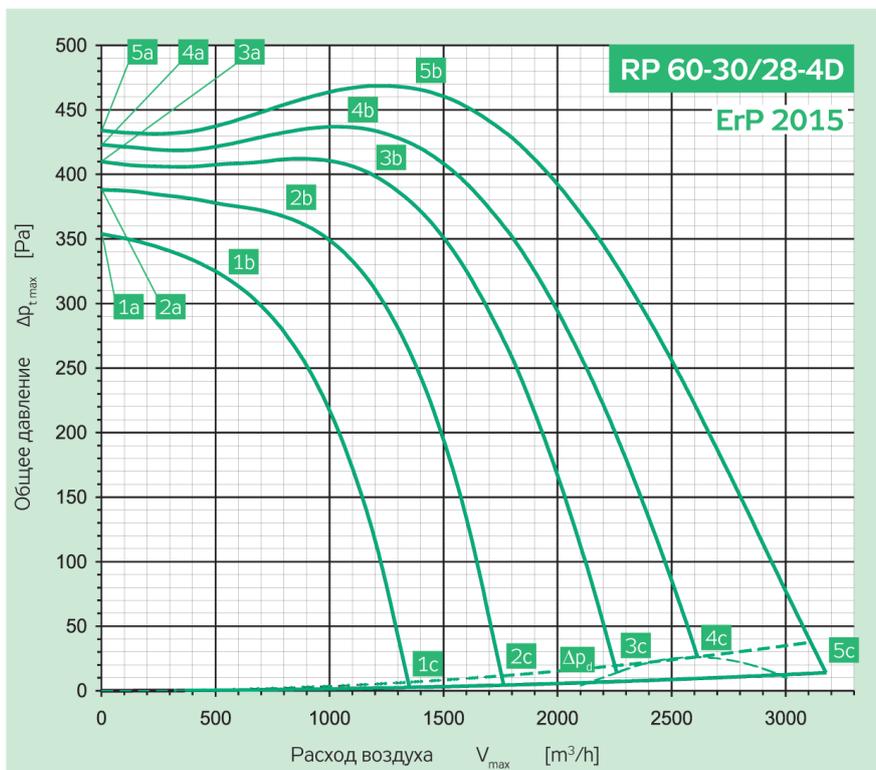
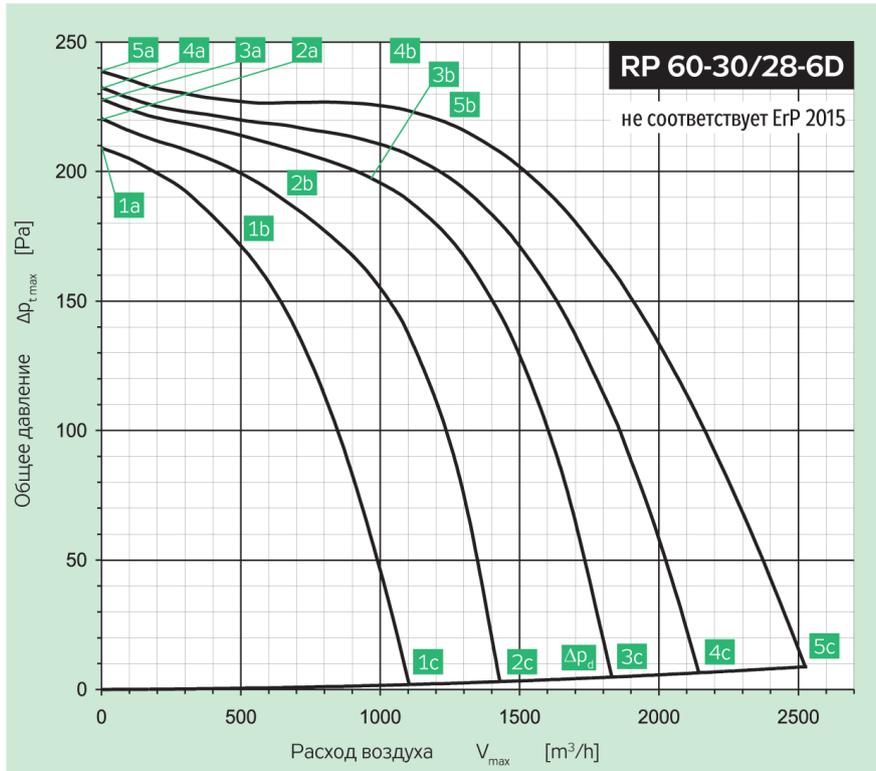
ВЕНТИЛЯТОРЫ RP



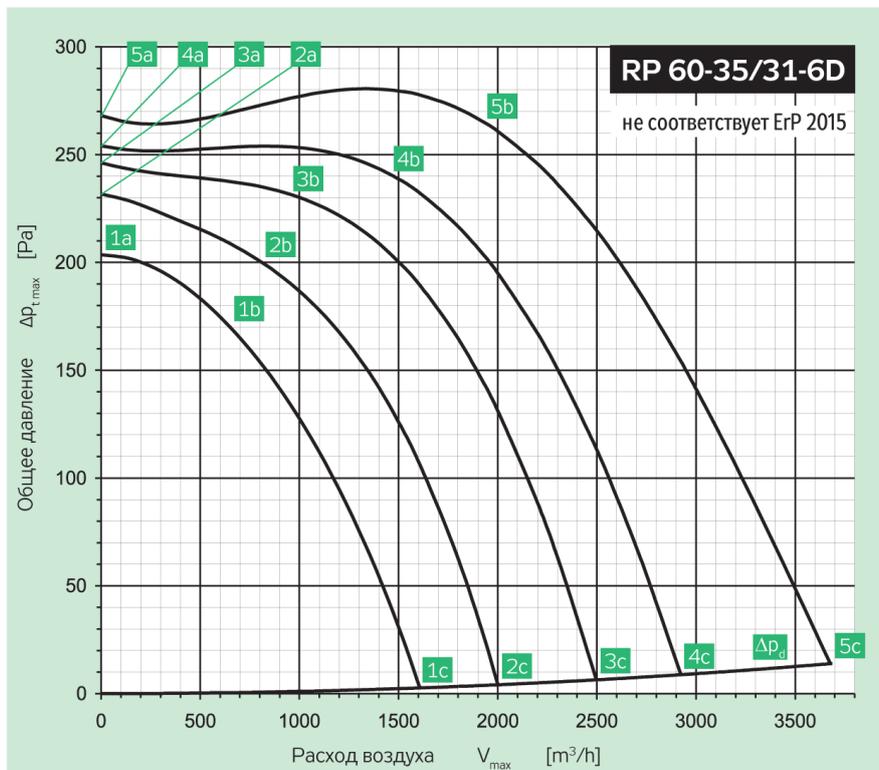
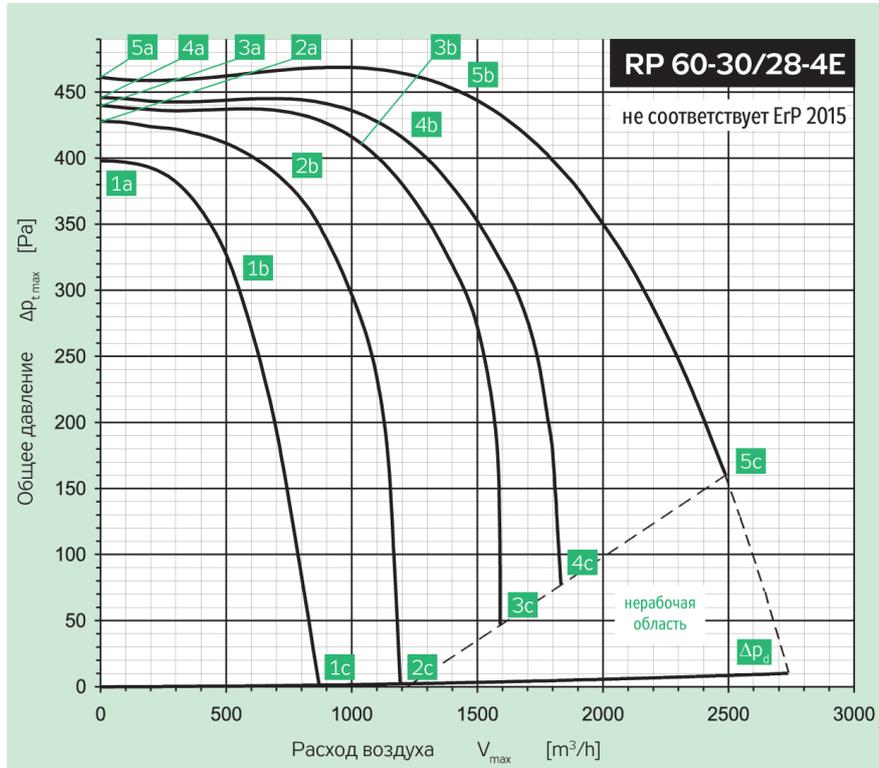
ВЕНТИЛЯТОРЫ RP



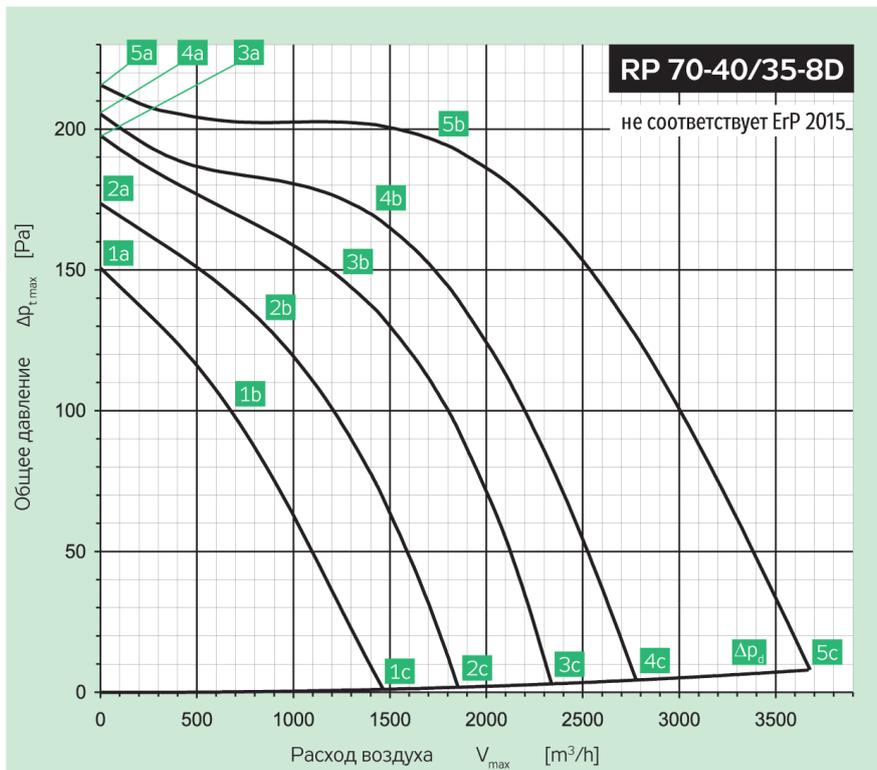
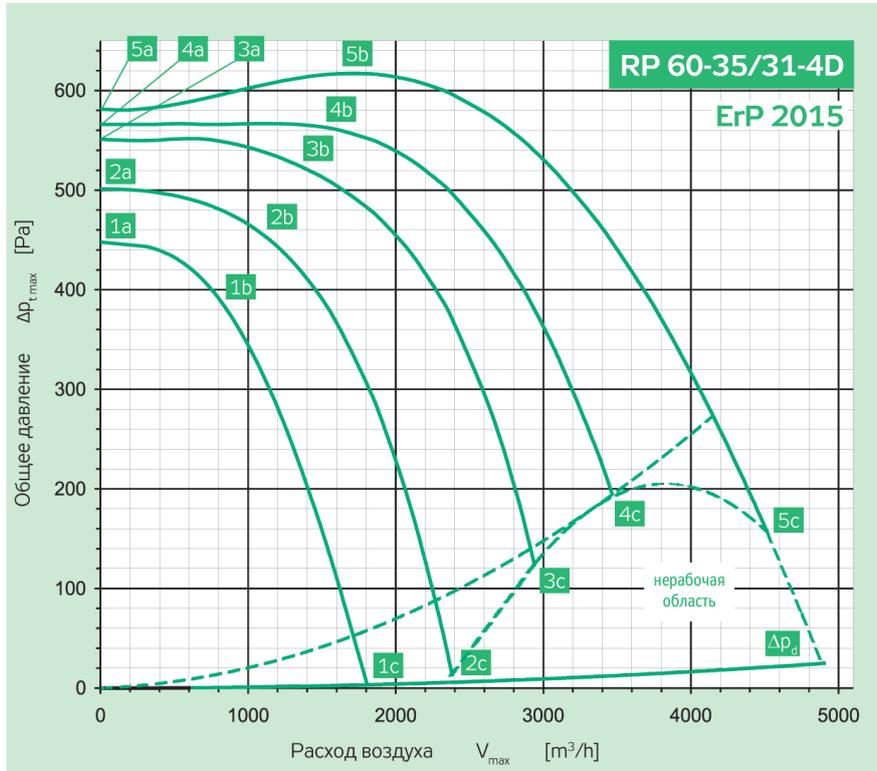
ВЕНТИЛЯТОРЫ RP



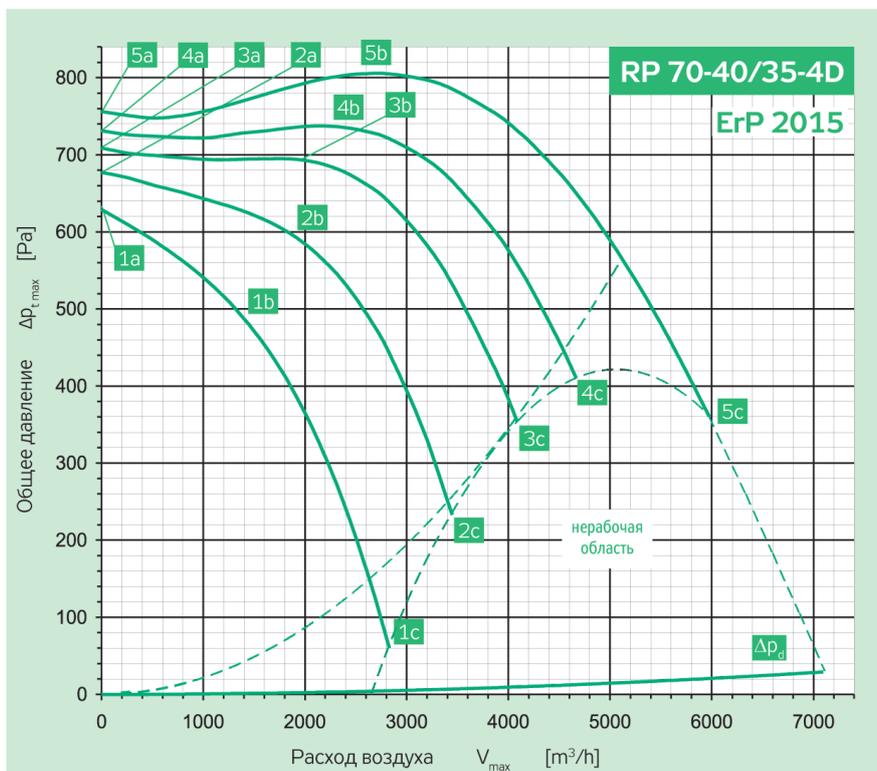
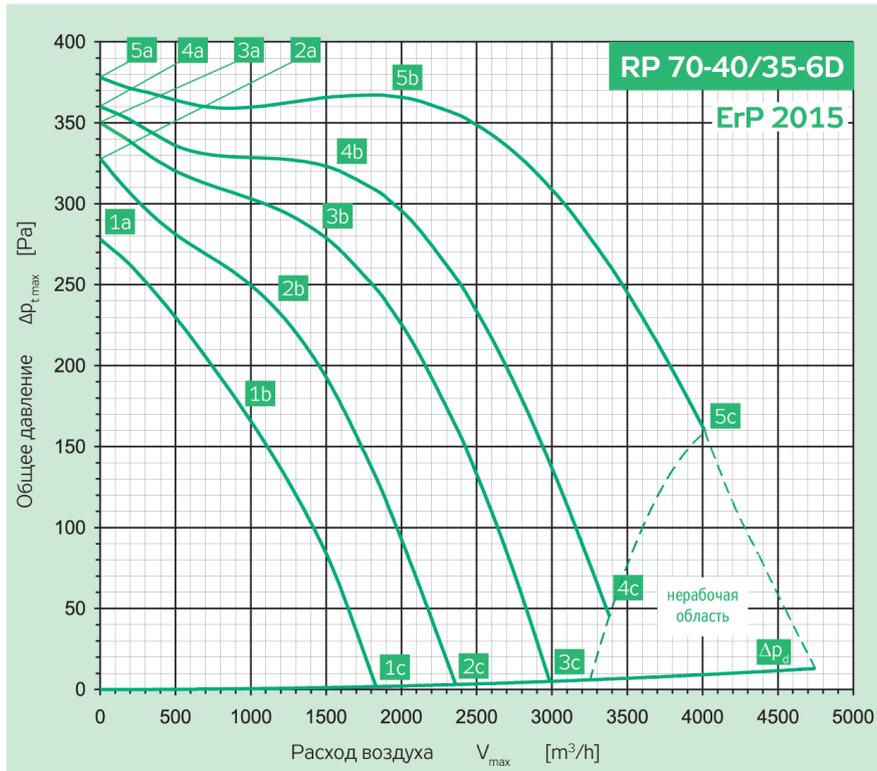
ВЕНТИЛЯТОРЫ RP



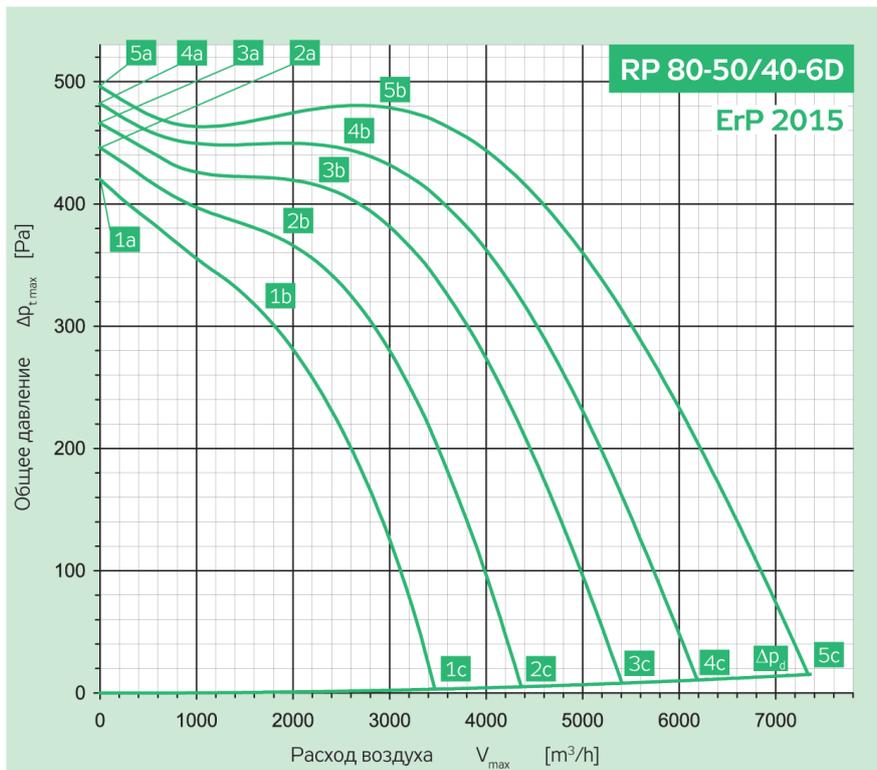
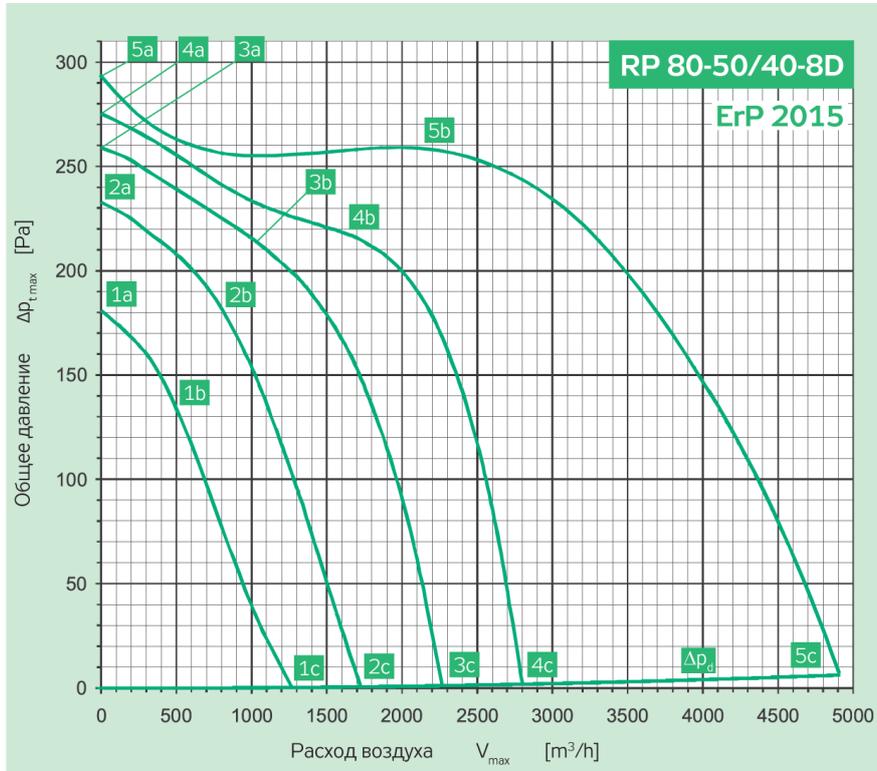
ВЕНТИЛЯТОРЫ RP



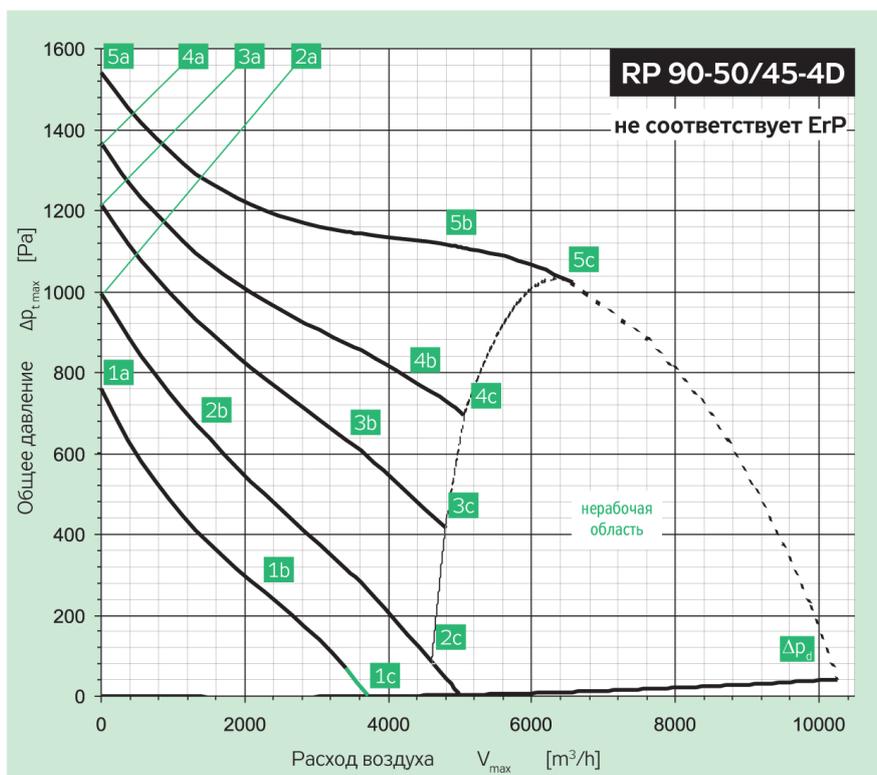
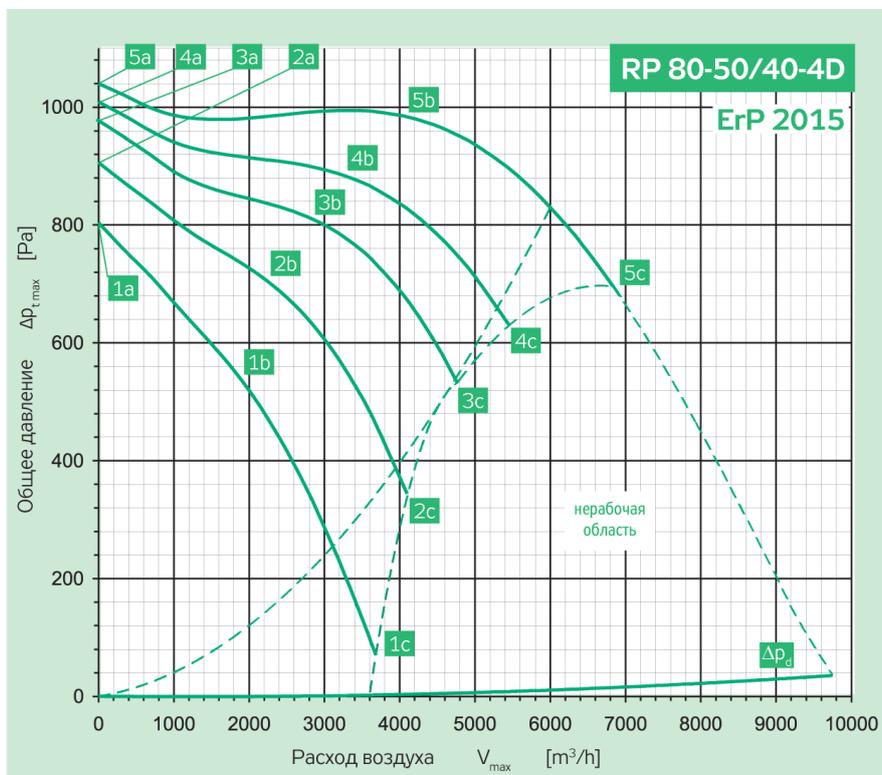
ВЕНТИЛЯТОРЫ RP



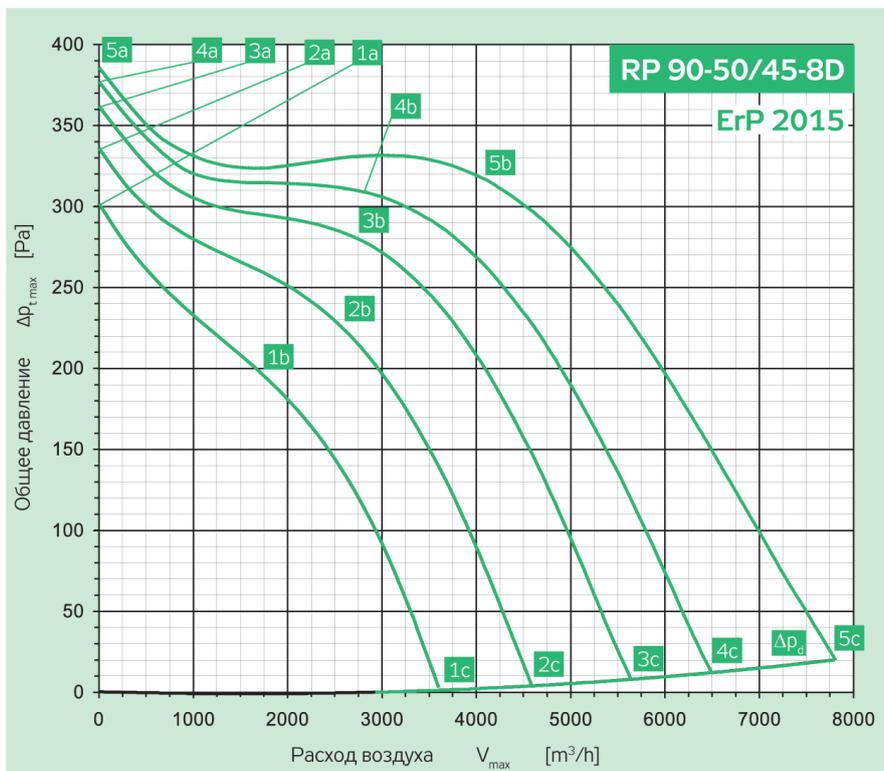
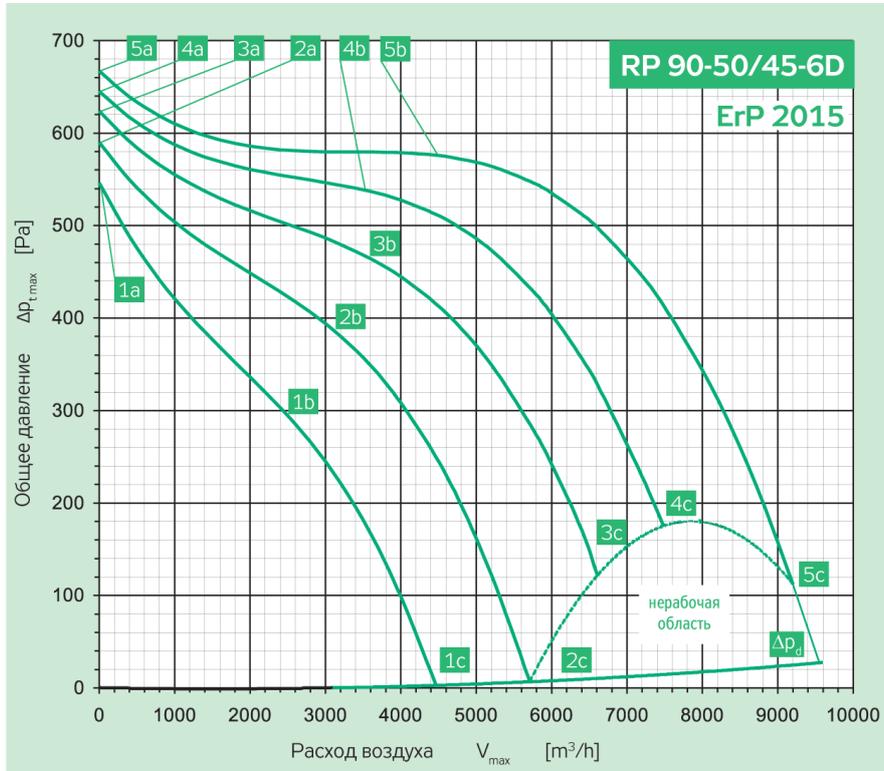
ВЕНТИЛЯТОРЫ RP



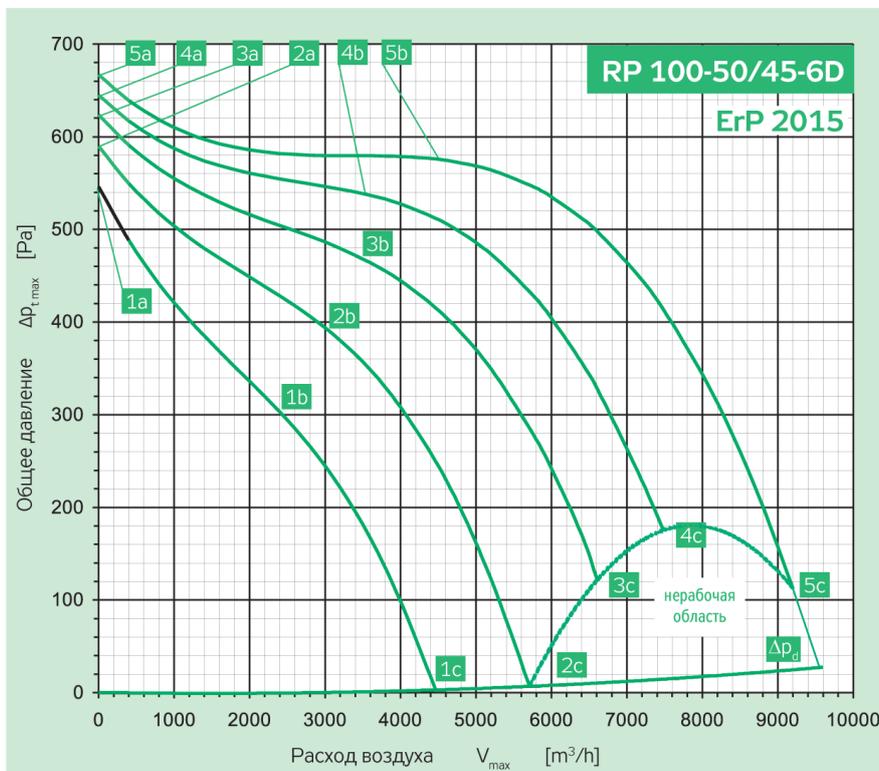
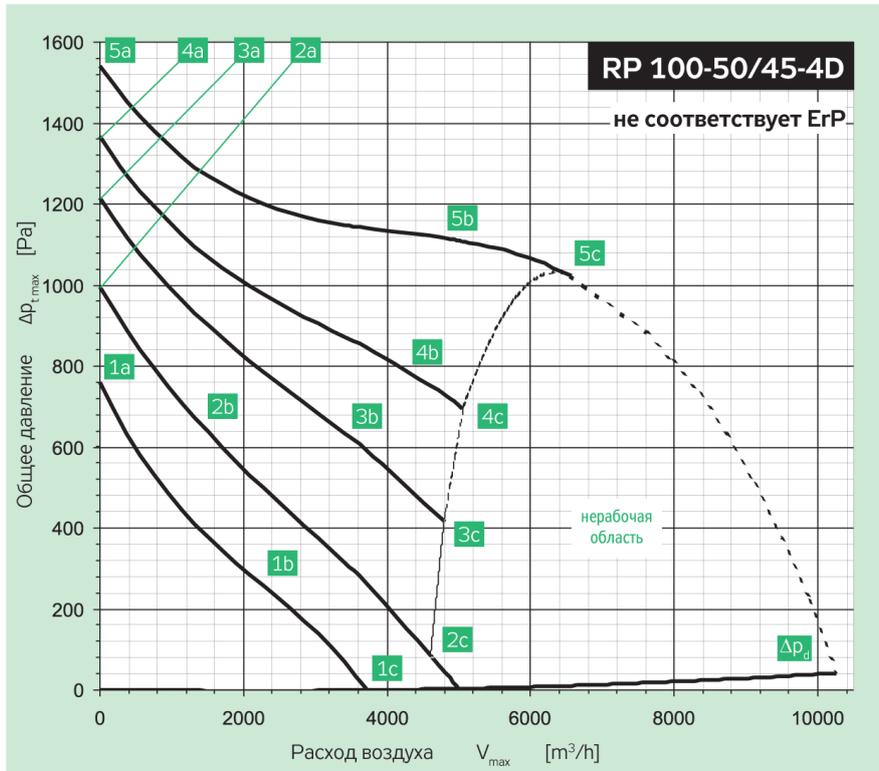
ВЕНТИЛЯТОРЫ RP



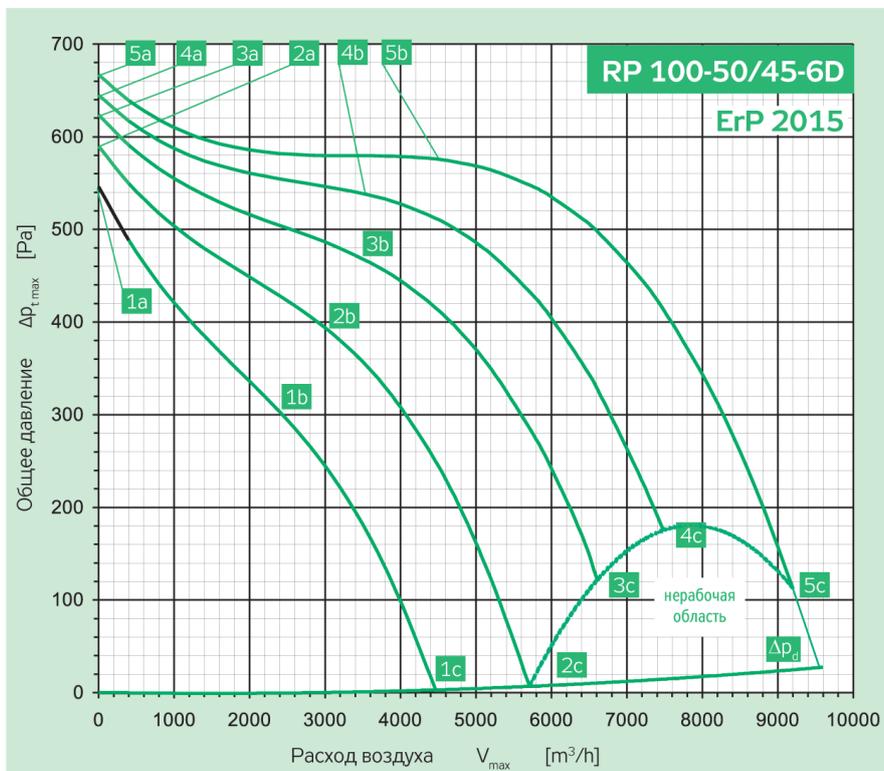
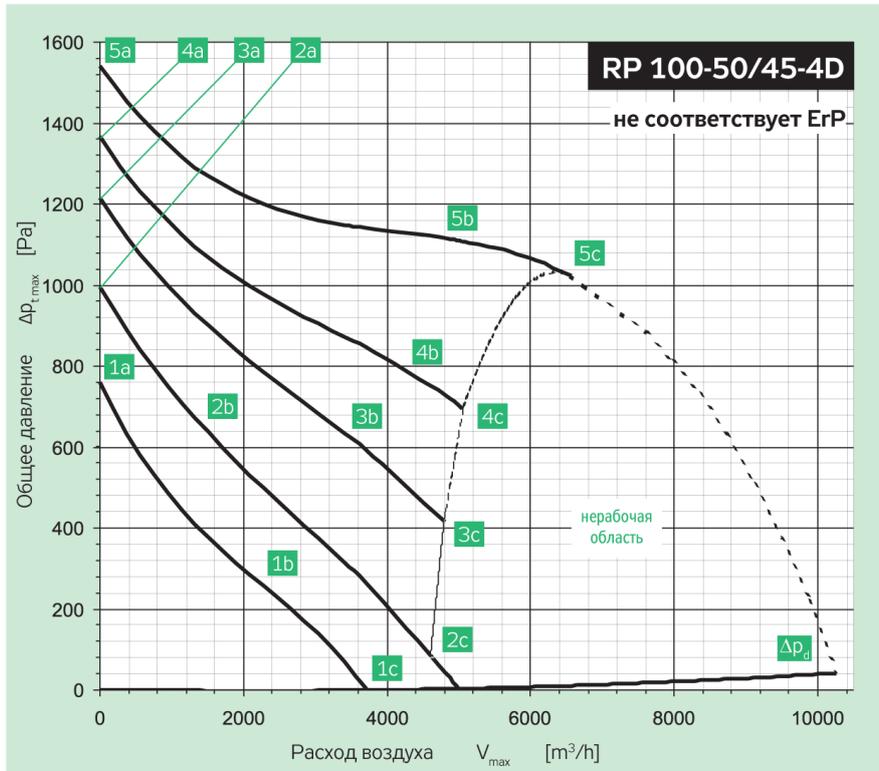
ВЕНТИЛЯТОРЫ RP



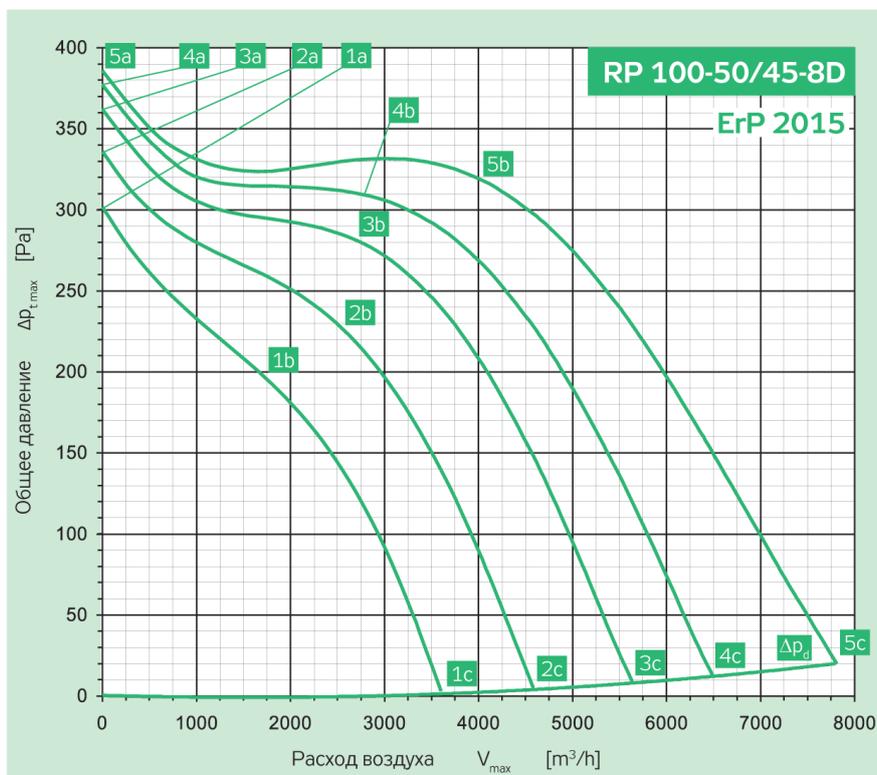
ВЕНТИЛЯТОРЫ RP



ВЕНТИЛЯТОРЫ RP

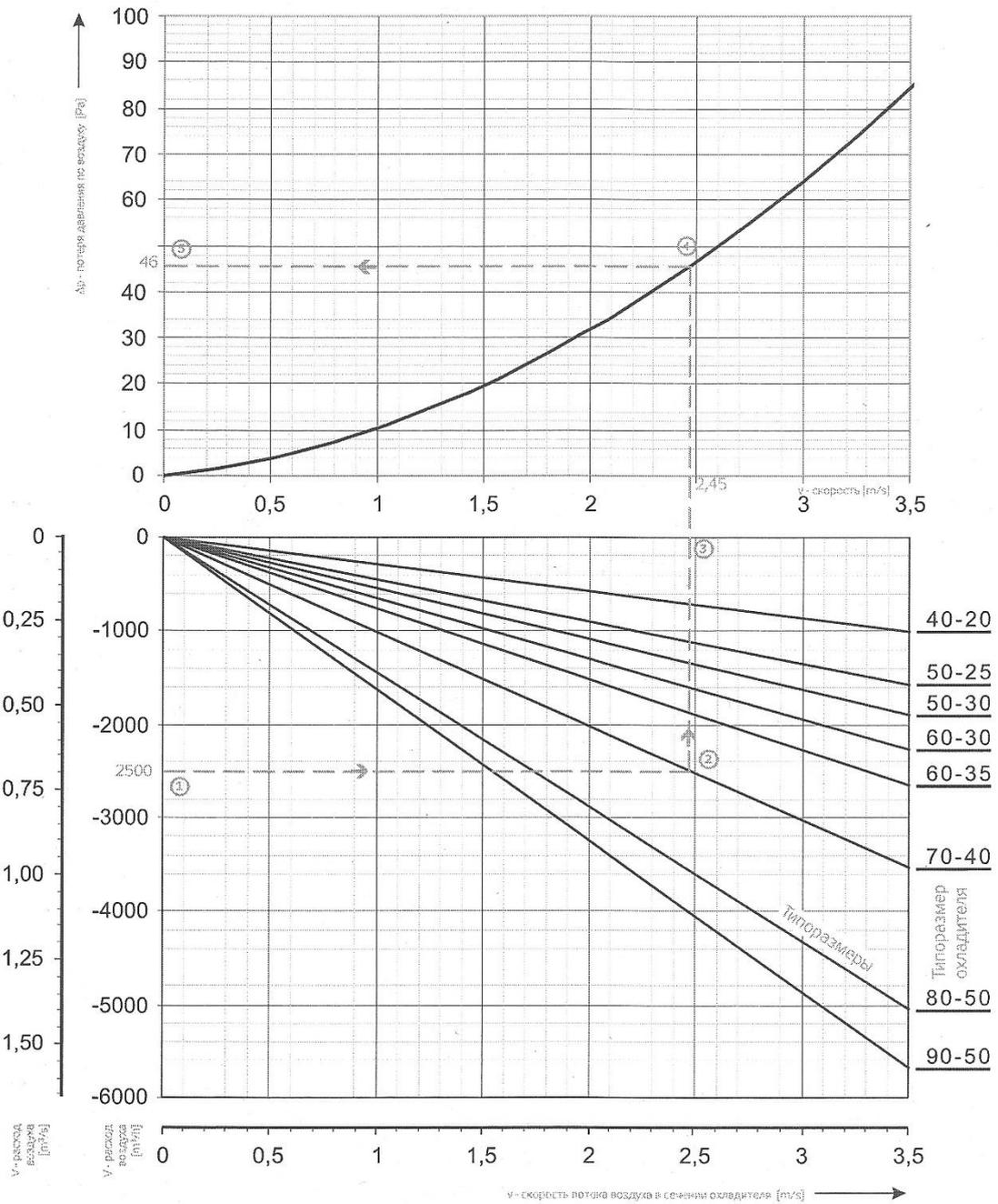


ВЕНТИЛЯТОРЫ RP



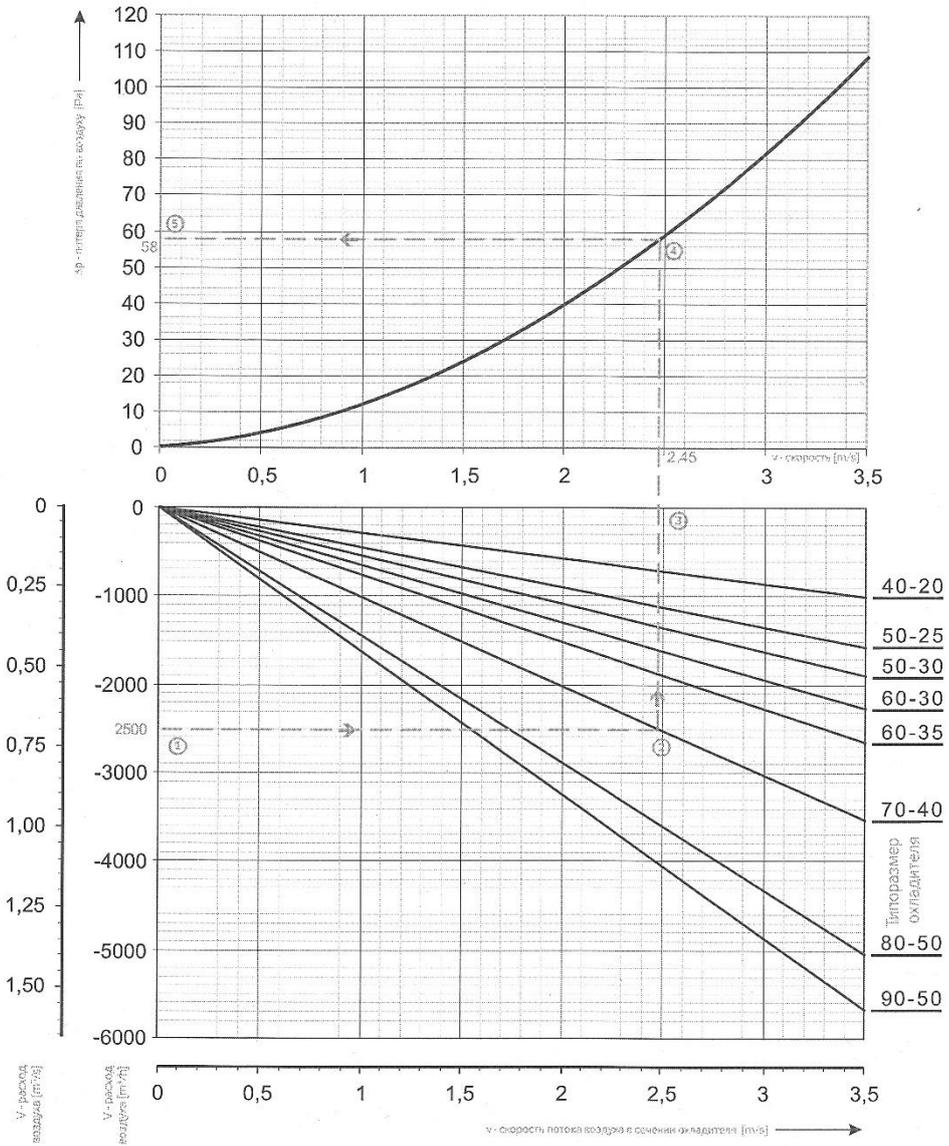
ВОДЯНЫЕ ОХЛАДИТЕЛИ СНУ

потери давления



ПРЯМЫЕ ОХЛАДИТЕЛИ СНГ

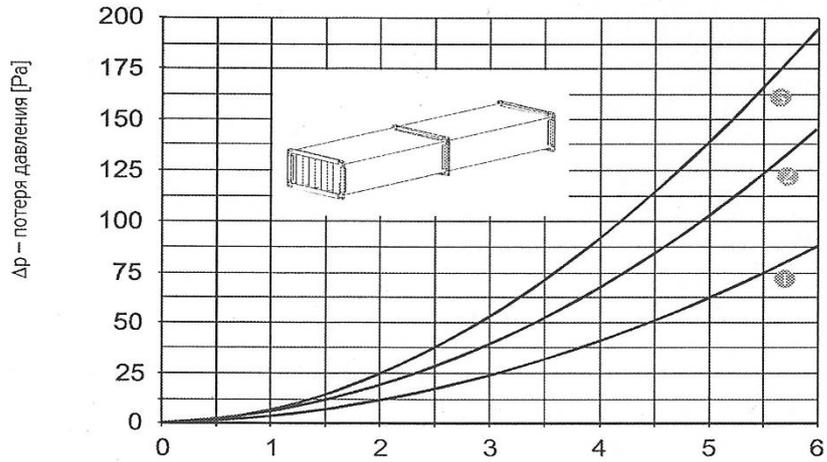
потери давления



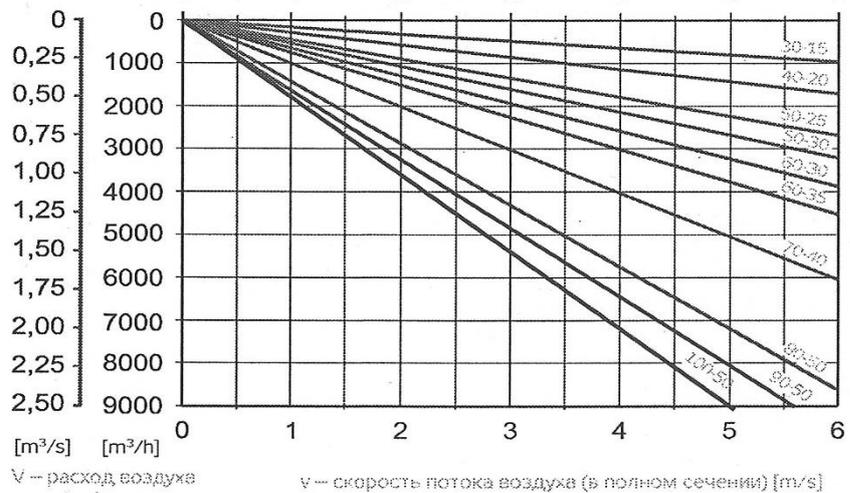
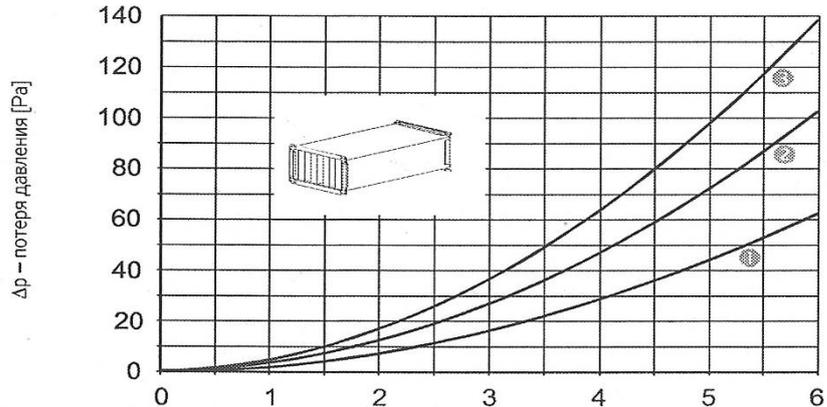
ШУМОГЛУШИТЕЛИ ТКУ

потери давления

Потеря давления двух шумоглушителей друг за другом

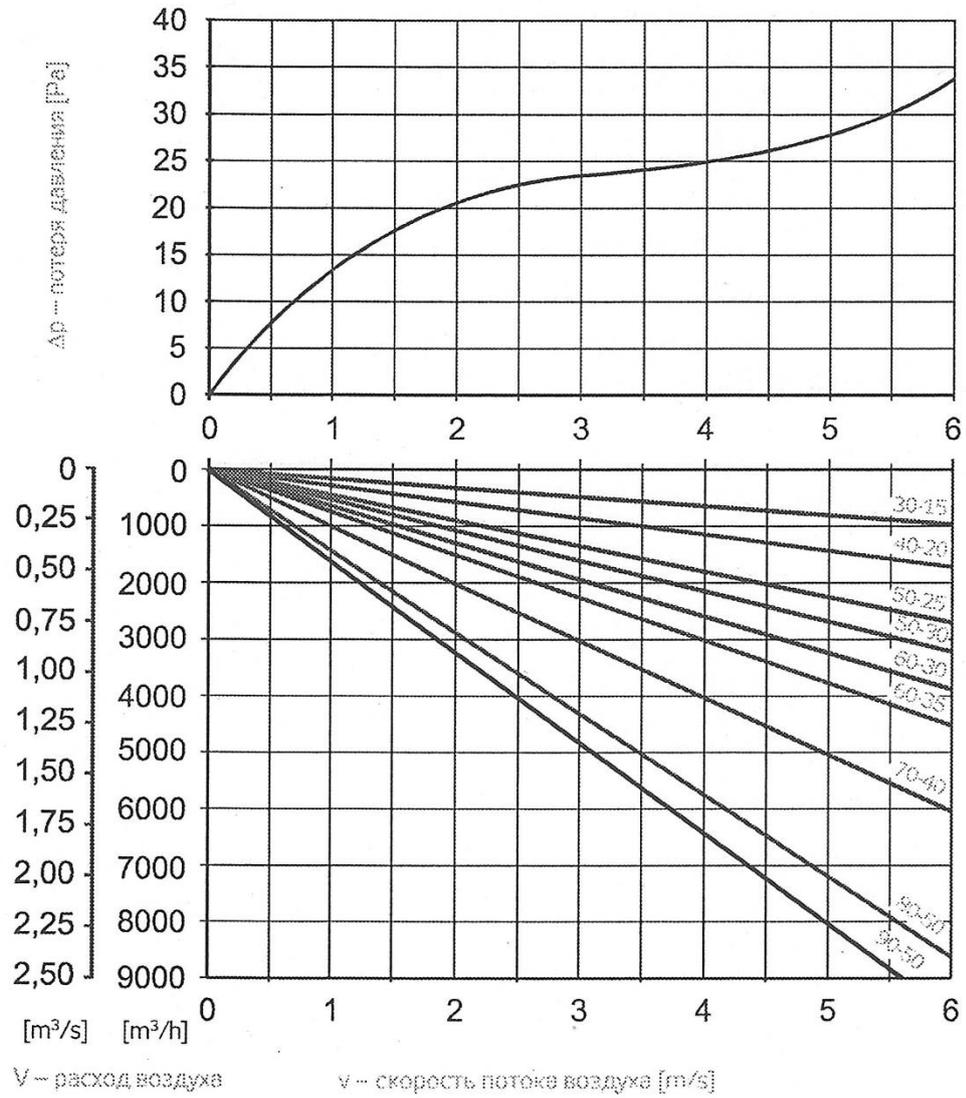


Потеря давления глушителя ТКУ

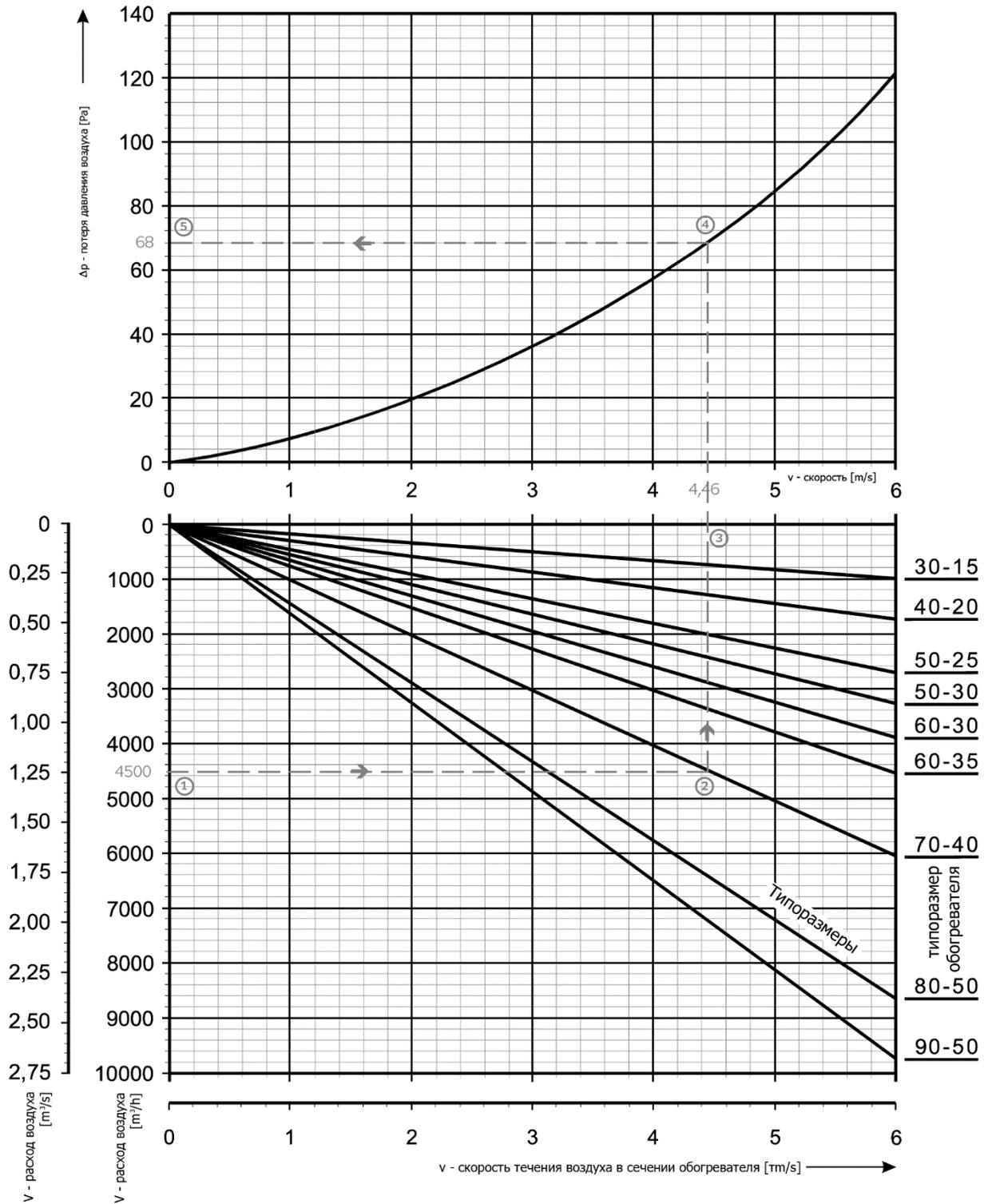


ЗАСЛОНКИ ИЗБЫТОЧНОГО ДАВЛЕНИЯ РК

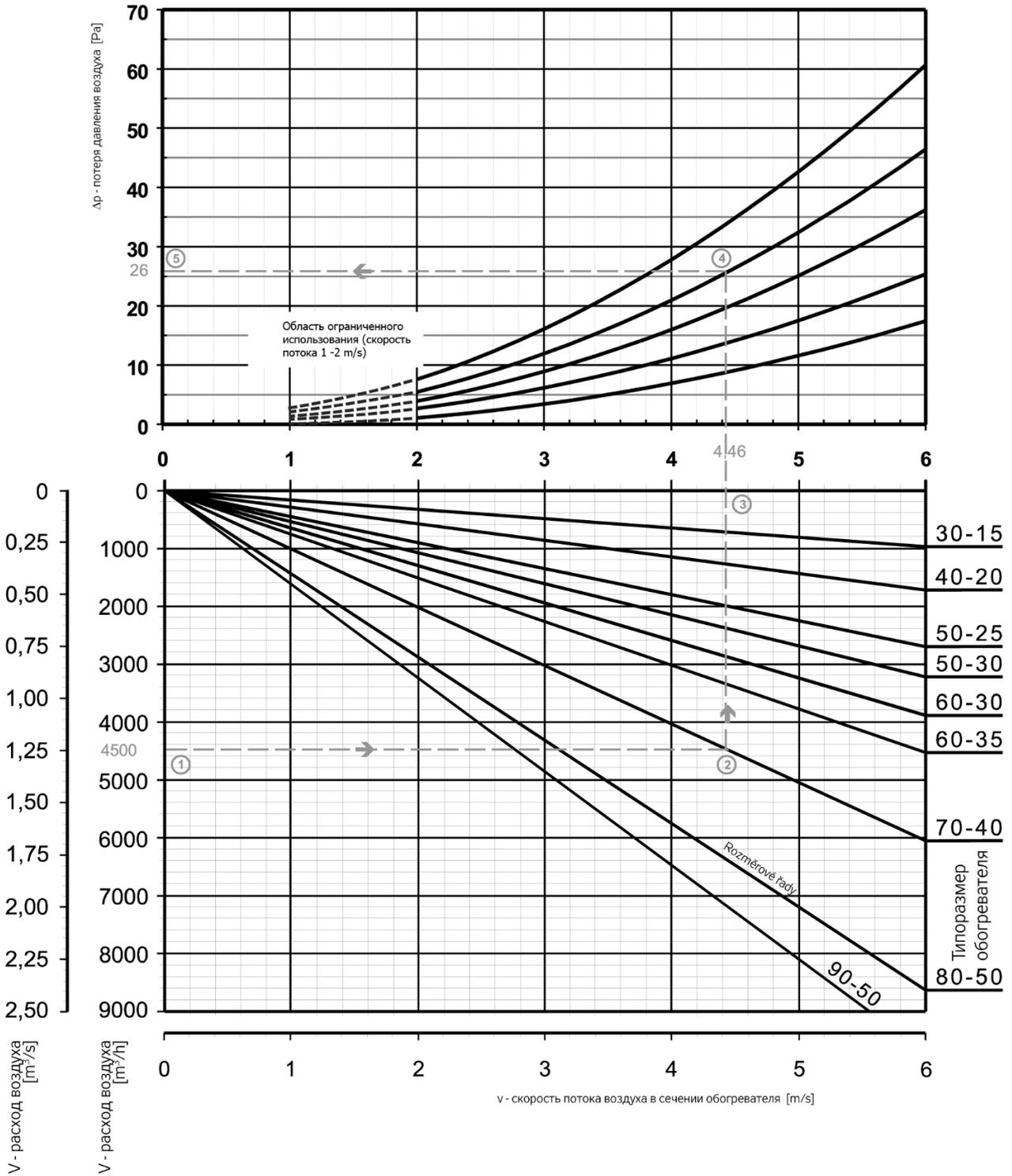
потери давления



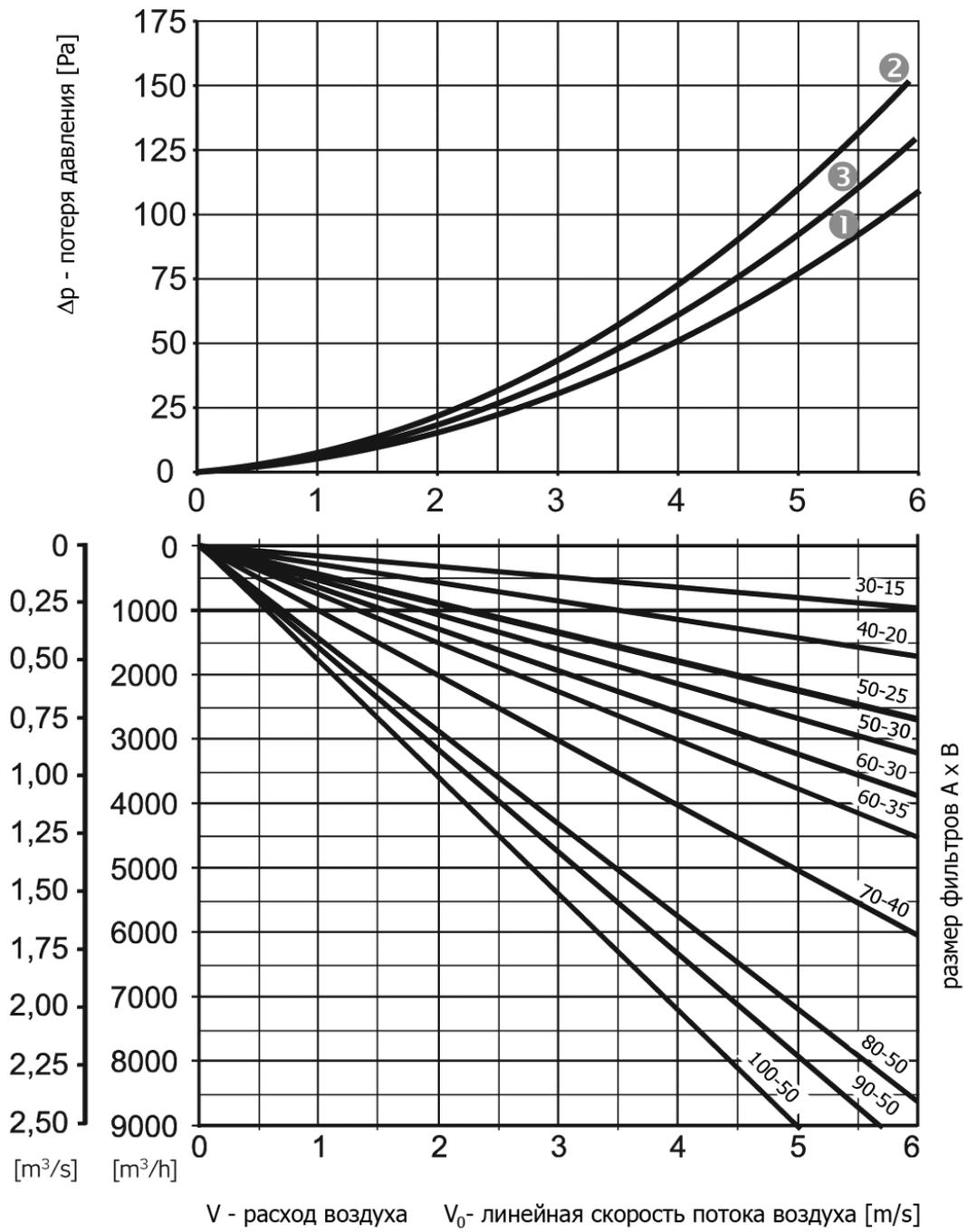
ВОДЯНЫЕ НАГРЕВАТЕЛИ потери давления



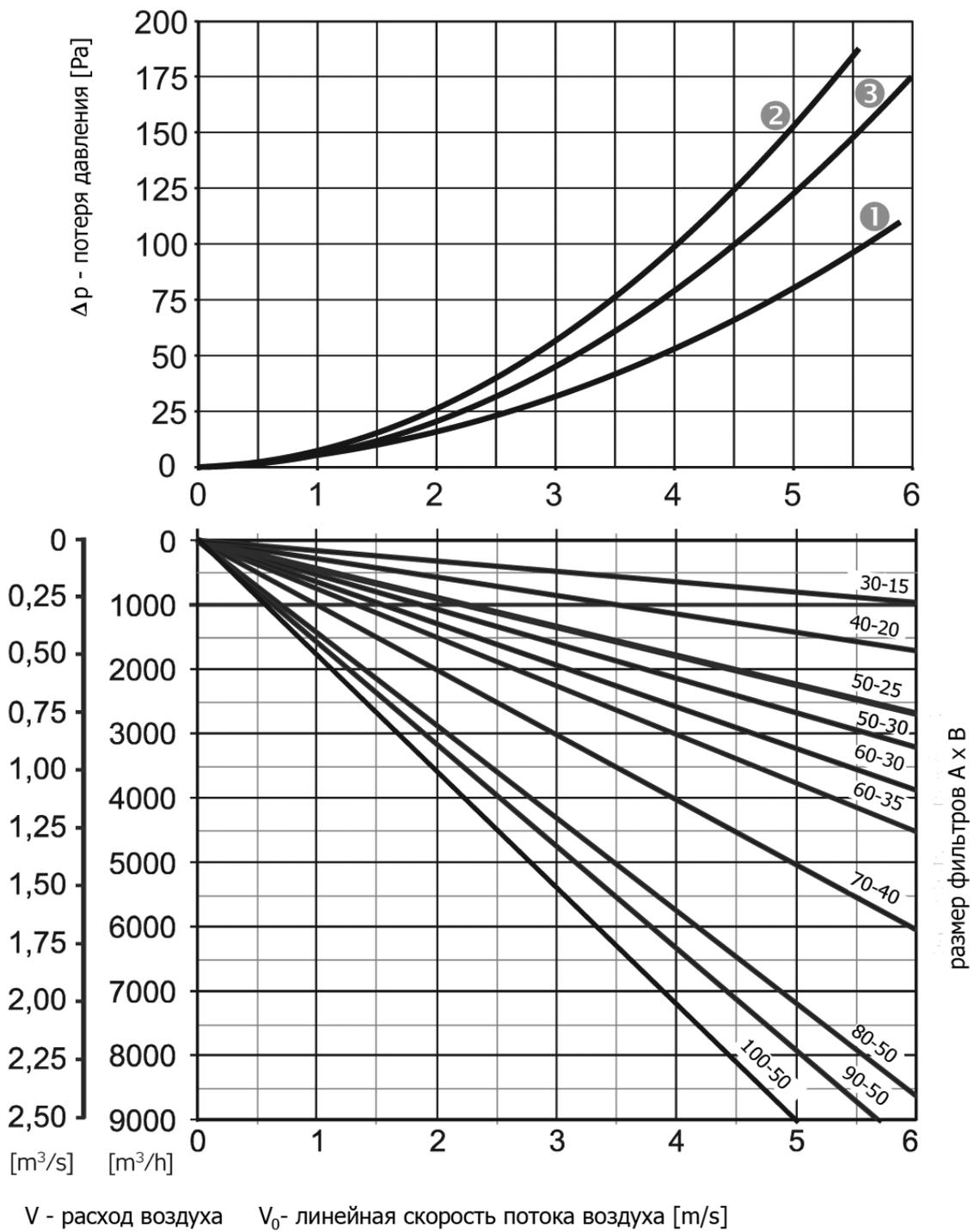
Электрические обогреватели EO, EOS, EOSX потери давления



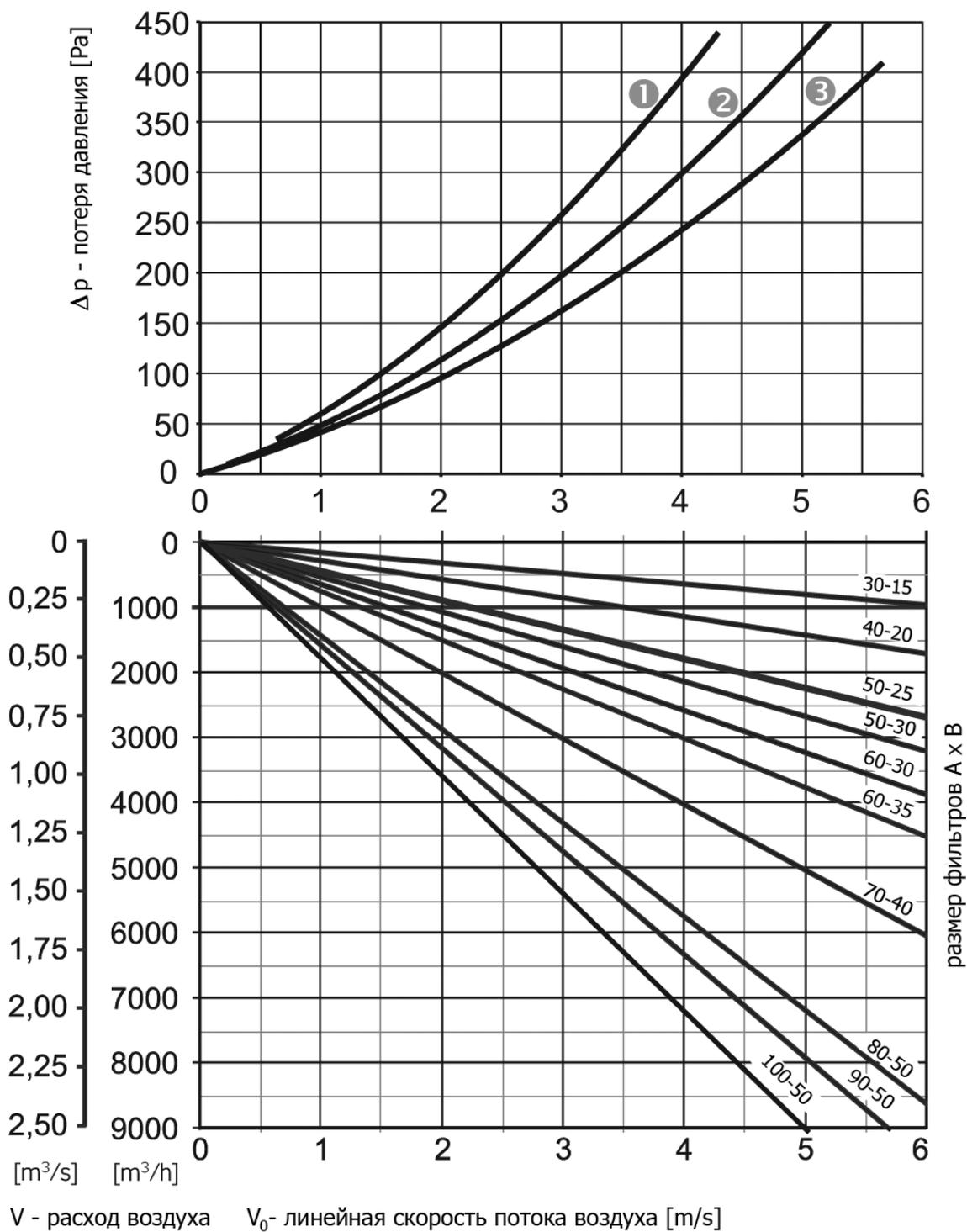
Вставки карманного фильтра потери давления



KF3 – карманный фильтр класса G3



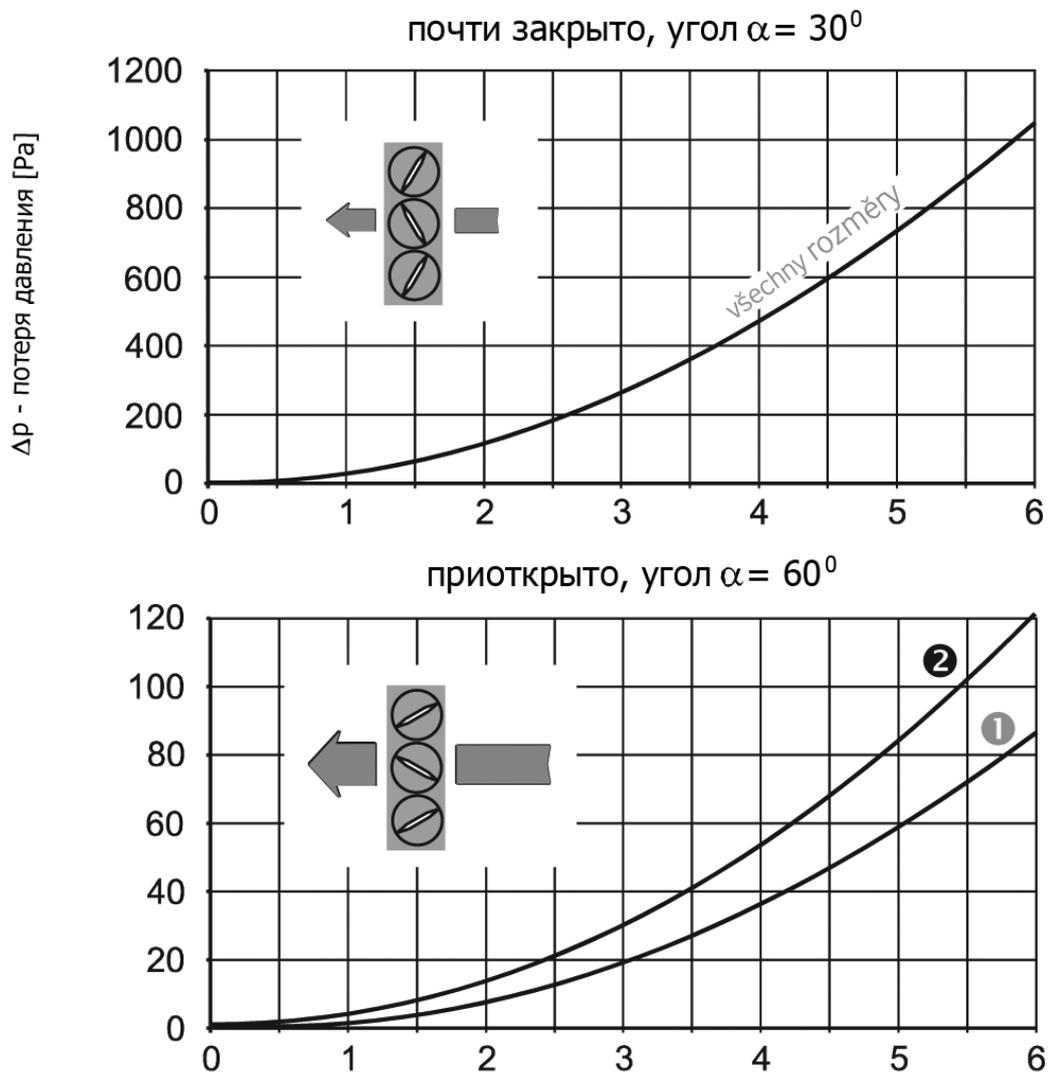
KF5 – карманный фильтр класса F5



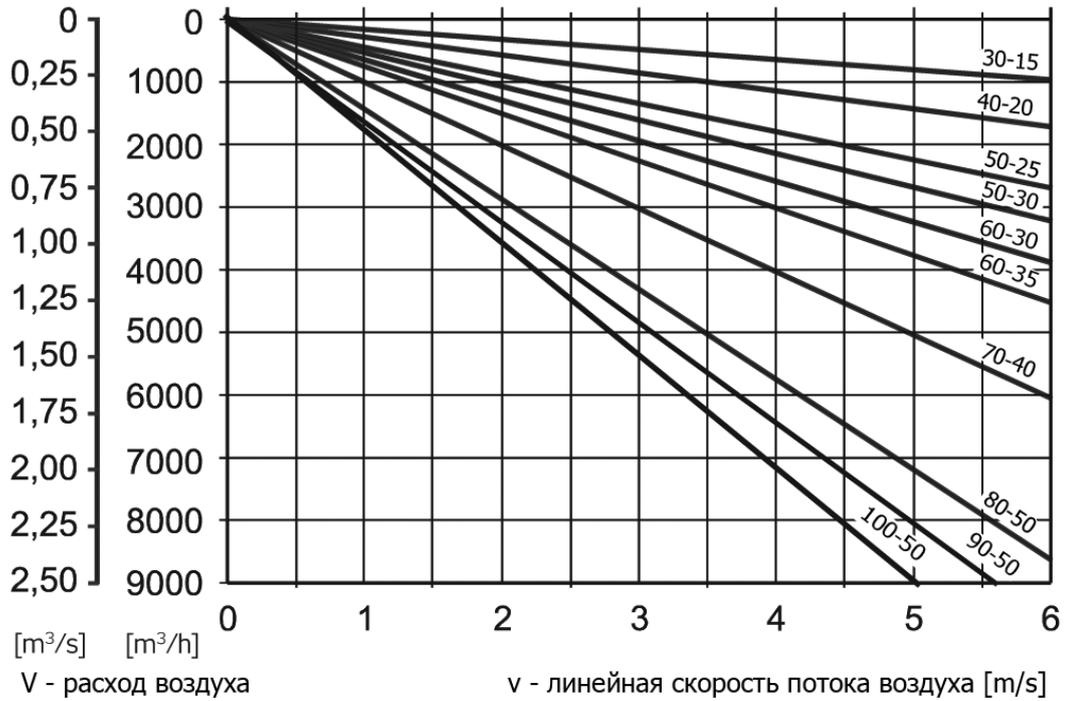
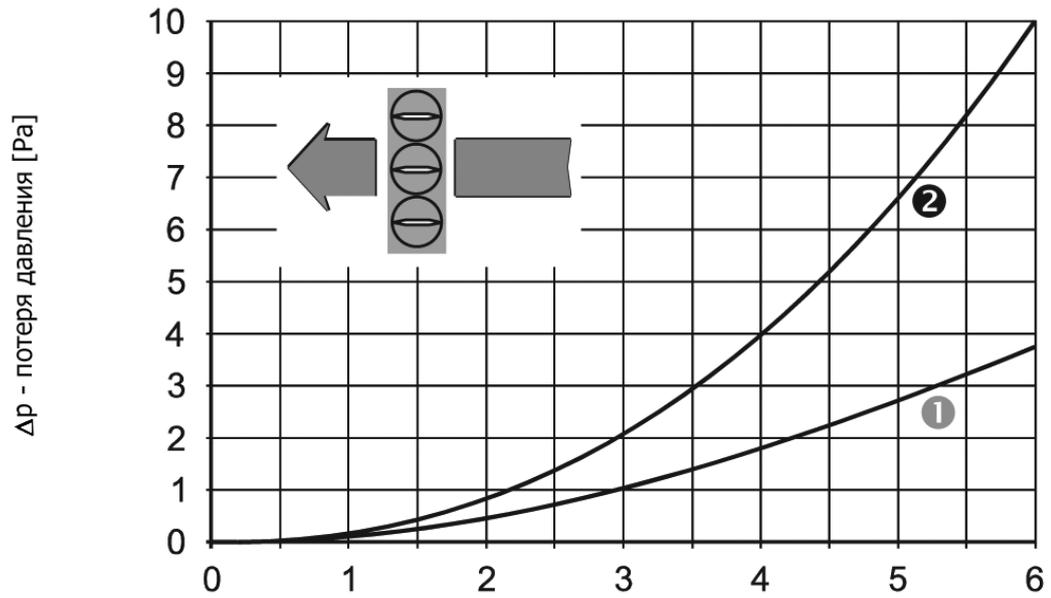
KF7– карманный фильтр класса F7

Ручные заслонки LKR

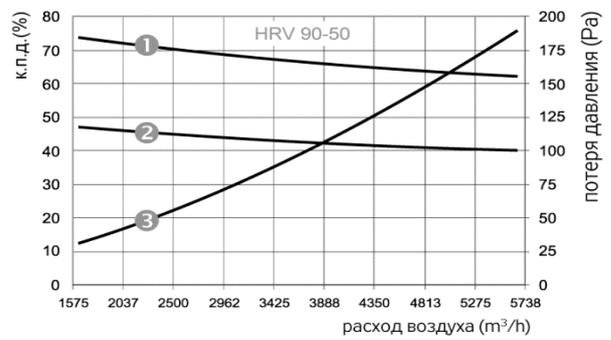
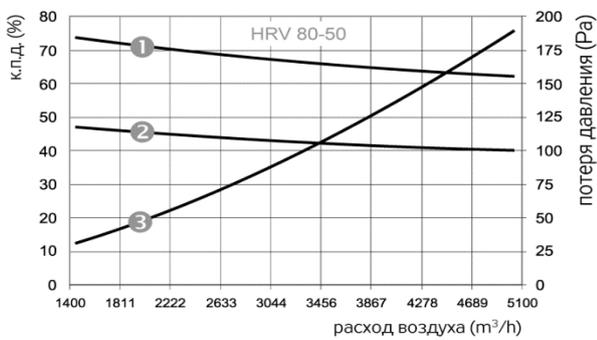
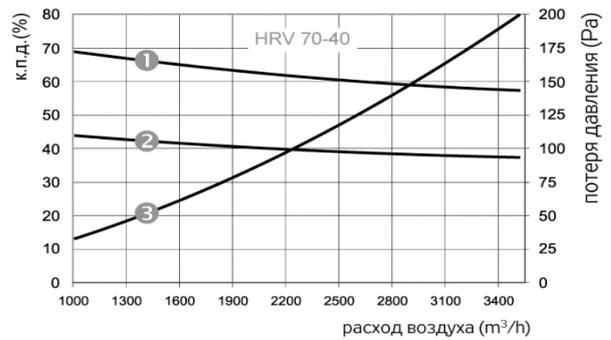
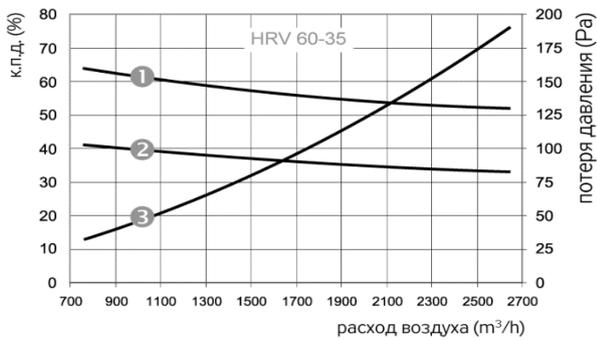
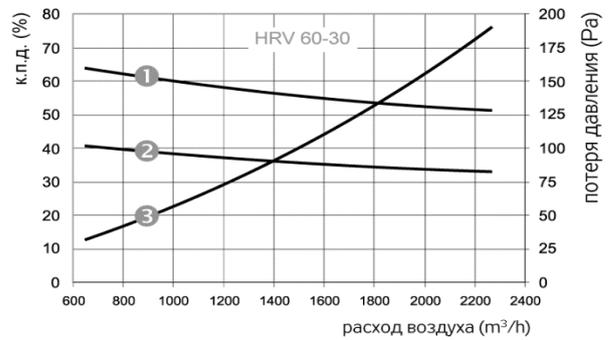
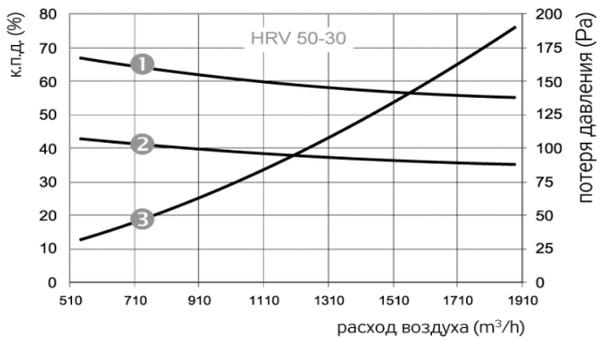
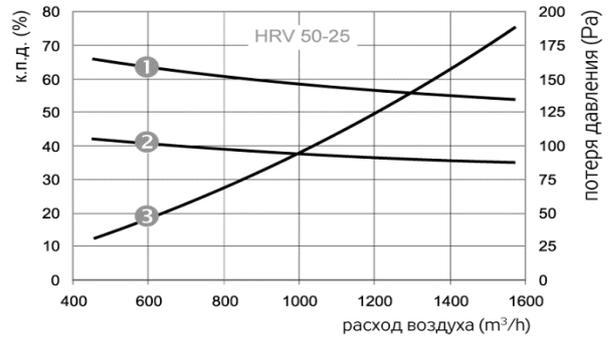
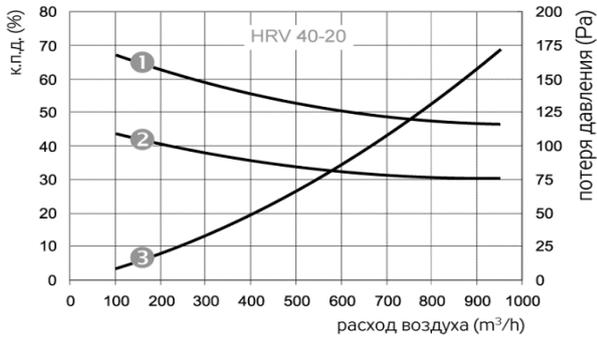
потери давления



полностью открыто, угол $\alpha = 90^\circ$



Пластинчатые рекуператоры HRV



Цыганков Александр Васильевич

Долговская Ольга Владимировна

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ
ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОСА В РЕГЕНЕРАТИВНЫХ
ТЕПЛООБМЕННИКАХ КЛИМАТИЧЕСКИХ СИСТЕМ**

Учебно-методическое пособие

В авторской редакции

Редакционно-издательский отдел Университета ИТМО

Зав. РИО

Н.Ф. Гусарова

Подписано к печати

Заказ №

Тираж

Отпечатано на ризографе

**Редакционно-издательский отдел
Университета ИТМО**

197101, Санкт-Петербург, Кронверкский пр., 49