ИНСТРУКЦИЯ ПО ТИПОВЫМ ЦЕНТРАЛЬНЫМ КОНДИЦИОНЕРАМ КТЦ2

ЧАСТЬ II

gost.e-ecolog.ru

МИНИСТЕРСТВО
СТРОИТЕЛЬНОГО,ДОРОЖНОГО И КОММУНАЛЬНОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ
ОБЪЕДИНЕНИЕ "СОЮЗКОНДИЦИОНЕР"

ВСЕСОЮЗНЫЙ НАУЧНО -ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ И ПРОЕКТНО-КОНСТРУКТОРСКИЙ ИНСТИТУТ ПО ОБОРУДОВАНИЮ ДЛЯ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА И ВЕНТИЛЯЦИИ
ВНИИкондиционер

ИНСТРУКЦИЯ
ПО ТИПОВЫМ ЦЕНТРАЛЬНЫМ КОНДИЦИОНЕРАМ КТЦ2
ЧАСТЬ II

Харьков 1984

Утверждено приказом Генерального директора объединения "Союзкондиционер" от 22.06.1981 г. № 44

Согласовано с Главпромстройпроектом Госстроя СССР письмом от 29.05.1981 г. № 19/5-1843

Инструкция по центральным кондиционерам КТЦ2 предназначена для проектных организаций как руководство при проектировании систем кондиционирования воздуха (СКВ) для выбора кондиционера и может использоваться в работе планирующих, сбытовых и монтажных организаций.

Инструкция состоит из 2-х частей, в которых содержатся следующие материалы:

Часть I. Технические характеристики и конструктивные особенности кондиционеров КТЦ2 (оборудования).

Часть II. Методические материалы по расчету и выбору кондиционеров КТЦ2.

Инструкцию составили:
Матов В.И., Харечко Н.С., Шмигуль О.П., Куликов Г.С., Загривый Н.И., Щекин И.Р., Бялый Б.И.

ЧАСТЬ II

МЕТОДИЧЕСКИЕ МАТЕРИАЛЫ
ПО РАСЧЕТУ И ВЫБОРУ ОБОРУДОВАНИЯ КОНДИЦИОНЕРОВ
КТЦ2

ОБОЗНАЧЕНИЯ

Q - тепло- и холодопроизводительность, ккал/ч;

$G_в$ - массовый расход воздуха, кг/ч;

$G_{ном}$ номинальный массовый расход воздуха, кг /ч;

V - объемный расход воздуха, $м^3$/ч;

G_w - массовый расход воды, кг/ч;

μ - коэффициент орошения;

$v_ф$ - скорость воздуха в набегающем потоке при температуре 20^0С, м/с;

$(v_ρ)_ф$ - массовая скорость воздуха в набегающем потоке, кг/$м^2$·с;

w - скорость воды в трубках теплообменника, м/с;

$C_ρ, C_w$ - удельные теплоемкости воздуха и воды, ккал/кг·^{0}С;

$ρ, ρ_w$ - плотность воздуха и воды, кг/$м^3$;

$P_б$ - барометрическое давление, мм рт.ст.;

$φ$ - относительная влажность;

$B = \frac{C_в G_в}{C_w G_w}$ - соотношение эквивалентов;

$Б$ - длина труб теплообменников, мм;

F - площадь теплопередающей поверхности, $м^2$;

$F_р$ - расчетное значение требуемой поверхности нагрева, $м^2$;

$F_{фр}$ площадь фронтального сечения кондиционера, $м^2$;

n - число рядов воздухонагревателя или воздухоохладителя;

K - коэффициент теплопередачи, ккал/$м^2$·ч·^{0}С;

$K_в, K_w$ - относительные нагревы воздуха и воды;

$K_{вр}, K_{wр}$ расчетные относительные нагревы воздуха и воды;

$K_{вф}, K_{wф}$ реальные относительные нагревы воздуха и воды;

$t_{вн}, t_{wн}, t_{вк}, t_{wк}$ - начальные и конечные температуры воздуха и воды, ^{0}С;

$t_{мн}, t_{мк}$ - начальные и конечные температуры воздуха по мокрому термометру, ^{0}С;

$\Delta t_б, \Delta t_w, \Delta t_н$ - перегревы воздуха, воды и начальный температурный напор, °С;

Δt_{ca} - среднеарифметическая разность температур воздуха и воды, °С;

t_{cp} - средняя температура воздуха обрабатываемого в воздухонагревателе, °С;

t_o - средняя температура поверхности воздухоохладителя, °С;

d_o - влагосодержание насыщенного воздуха при температуре t_o, кг/кг;

$t_{нр}, t_{кр}$ - условные расчетные начальная и конечная температуры воздуха, °С;

$i_н, i_к$ - начальное и конечное состояние энтальпий воздуха, ккал/кг;

$\Delta i, \Delta i_н$ - изменение энтальпии воздуха и начальный энтальпийный напор, ккал/кг;

Δi_o - приведенный энтальпийный напор, ккал/кг;

$W_н$ - энтальпия насыщенного воздуха при температуре начальной воды $t_{wн}$, ккал/кг;

W_m = 12,9 ккал/кг - середина диапазона аппроксимации кривой φ =100%;

a_1 - приведенный коэффициент энтальпийной эффективности;

E - коэффициент адиабатической эффективности;

B - коэффициент аппроксимации;

$\Delta P_a, \Delta P_w$ - аэродинамическое и гидравлическое сопротивления воздухонагревателей, кг/м^2;

ΔP_1 - аэродинамическое сопротивление оросительной системы и каплеуловителей БТМ-2;

$\Delta P_{бо}$ - аэродинамическое сопротивление поверхностных теплообменников БТМ, кг/м^2;

ΔP_1 - избыточное давление воды перед коллектором камеры орошения, кг/см^2.

ВВЕДЕНИЕ

Кондиционеры типовые центральные КТЦ2 предназначены для осуществления основных процессов кондиционирования воздуха, а именно: очистки от пыли, тепловлажностной обработки, перемещения и смешения в различных пропорциях приточного и рециркуляционного воздушных потоков, а также утилизации тепловой энергии удаляемого из помещений воздуха.

Кондиционеры КТЦ2 изготавливаются с типовыми и специальными схемами компоновки оборудования. Кондиционеры с типовыми схемами компоновки оборудования имеют восемь базовых схем. Дополнительная комплектация воздухонагревателями, воздушными клапанами, камерами обслуживания и воздушными позволяет образовывать модификации кондиционеров шести базовых схем. В тех случаях, когда задачи кондиционирования не могут быть решены с использованием кондиционеров базовых схем и их модификаций, применяются кондиционеры со специальными схемами компоновки оборудования.

В состав тепломассообменного оборудования кондиционеров КТЦ2 входят новые эффективные биметаллические теплообменники, которые используются для нагрева воздуха в воздухонагревателях и охлаждения воздуха в тепломассообменном блоке БТМ-2. Указанные теплообменники характеризуются высокими теплоаэродинамическими показателями, превышающими соответствующие характеристики выпускаемых ранее стальных теплообменников со спирально-навивным оребрением.

Многообразие внешних условий, данных по наружному и внутреннему климату, величин тепловых нагрузок, условий эксплуатации требует в каждом конкретном случае осуществлять выбор оборудования, входящего в состав кондиционеров КТЦ2. От правильности выбора оборудования и режимов его работы в большой степени зависит качество поддержания микроклимата, надежность и экономичность работы СКВ.

В настоящих материалах приводятся методики инженерного расчета и выбора тепломассообменного оборудования кондиционеров КТЦ2, базирующихся на теоретических и экспериментальных исследованиях, проведенных во ВНИИкондиционере. Представлены примеры расчета и выбора воздухонагревателей, поверхностных воздухоохладителей и камер орошения ОКФ и ОКС с учетом технических характеристик оборудования, приведенных в части I "Технические характеристики и конструктивные особенности кондиционеров КТЦ-2."

Апробация указанных методик в проектной практике показали их надежность и возможность использования для выбора оптимальных системных решений.

Методические материалы по расчету и выбору тепломассообменного оборудования кондиционеров КТЦ2 подготовлена к изданию сотрудниками ВНИИкондиционера (кандидаты техн. наук Б.И.Бялый, А.В.Степанов, Г.С.Куликов, инженеры В.Н.Бондаренко, В.И.Владимиров, Н.Ф.Коссовский).

До выхода в свет более полных материалов они являются обязательным руководством для выбора оборудования кондиционеров КТЦ2 при проектировании систем кондиционирования воздуха и могут быть также использованы в работах пусконаладочных, монтажных и ремонтных организаций.

РАЗДЕЛ I

МЕТОДИКА РАСЧЕТА И ВЫБОРА ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ

При расчете и выборе воздухонагревателей центральных кондиционеров встречаются два основных типа задач.

Первый из них заключается в выборе поверхности воздухонагревателя, т.е. в определении количества рядов базовых теплообменников и способа их обвязки по теплоносителю. При этом требуется обеспечить заданную теплопроизводительность (с учетом нормативного запаса) и теплоиспользование сетевой воды, определяемое температурным графиком ТЭЦ. Задачи такого типа называются прямыми задачами.

Второй тип задач (обратные задачи) представляет собой различные поверочные расчеты при известных конструктивных и теплотехнических характеристиках компоновок воздухонагревателей.

Расчет воздухонагревателей строится на основании совместного решения уравнений теплопередачи и теплового баланса

$$Q=KF\Delta t_{ca};\ Q=c_в G_в \Delta t_в;\ Q=c_w G_w \Delta t_w, \qquad (I.I)$$

где $c_в, c_w$ - удельные теплоемкости воздуха и воды, ккал/кг·°С;

$G_в, G_w$ - массовые расходы воздуха и воды, кг/ч;

F - площадь теплопередающей поверхности, м^2;

Q - теплопроизводительность, ккал/ч;

Δt_{ca} - среднеарифметическая разность температур воздуха и воды, °С;

$\Delta t_в, \Delta t_w$ - перегрев воздуха и воды, °С.

Коэффициент теплопередачи K может быть представлен в виде зависимости

$$K=a(\upsilon\rho)_ф^n w^z, \qquad (I.2)$$

где $(\upsilon\rho)_ф$ - массовая скорость воздуха в набегающем потоке, кг/м^2·с;

w - скорость воды в трубках теплообменника, м/с;

a, n, z - постоянные для конкретного типа базовых теплообменников коэффициенты, значения которых приведены в табл. I.I.

Таблица I.I

Число рядов	a	n	z	B	m
I	30,72	0,406	0,I78	0,65	I,600
2	23,I3	0,5I3	0,II9	0,9I	I,737

Величина аэродинамического сопротивления теплообменников (кг/м^2) подсчитывается по формуле

$$\Delta p_a = B \psi v_{\varphi}^{m}, \qquad (I.3)$$

где v_{φ} - скорость воздуха в набегающем потоке при температуре воздуха 20°С.

Значения коэффициентов B и m приведены в табл. I.I. В приложении 5 приведены графики для определения величины аэродинамического сопротивления при средней температуре воздуха, определяемой как полусумма температур на входе и выходе из теплообменника, равной 20°С.

В тех случаях, когда средняя температура воздуха отличается от 20°С необходимо проводить коррекции с помощью коэффициента ψ, величина которого дана в табл. I.2.

Таблица I.2

$t_{ср} = \frac{t_{вк} + t_{вн}}{2}$	-IO	-5	0	5	IO	I5	20	25	30
	0,9I	0,92	0,94	0,95	0,97	0,98	I	I,02	I,03

При выборе воздухонагревателя необходимо располагать информацией о величине потерь напора теплоносителя Δp_w, кг/м^2.

Исходными для определения величины ΔP_w являются зависимости, характеризующие базовые теплообменники, приведенные в [I]

$$\Delta P_w = B_1 W^2. \qquad (I.4)$$

Значения коэффициентов B_1 приведены в табл. I.3.

Таблица I.3

Тип базового теплообменника / Число рядов	I-метровый		I,25-метровый		I,5-метровый	2-метровый
	Б=828 мм	Б=1655 мм	Б=828 мм	Б=1655 мм	Б=1655 мм	Б=1655 мм
I ряд	935	I2II	II57	I570	I735	2260
2 ряда	I966	2242	2259	2673	333I	442I

Выражения (I.I÷I.2) имеют весьма простой вид. Тем не менее, решение их даже для одиночных теплообменников связано с известными трудностями, вызванными нелинейностью уравнения (I.2). Эти трудности возрастают при расчете воздухонагревателей, представляющих собой группу совместно работающих базовых теплообменников различных габаритов и рядности. Сложность расчета усугубляется многообразием возможных вариантов обвязок теплообменников по теплоносителю.

Для упрощения решения указанной задачи в настоящих материалах приводятся номограммы, позволяющие свести расчет к несложным графическим построениям (приложение 2). Эти номограммы были построены на основе метода, разработанного во ВНИИкондиционере, [2] и [3].

Предлагаемые номограммы представляют собой графики зависимостей $K_w(K_в)$ для ряда кондиционеров воздухопроизводительностью от I0 до 250 тыс. $м^3/ч$ с числом рядов на каждой номограм-

ме от n =I до n =6. При $n > 2$ требуемая рядность обеспечивается следующим образом: n =3=I+2; n =4=2+2; n =5=I+2+2; n =6=2+2+2 (порядок расположения слагаемых соответствует направлению движения потока воздуха). Рассмотрены воздухонагреватели без обводного канала и воздухонагреватели для обводного канала или клапана. Приведены данные для различных вариантов обвязки теплообменников по теплоносителю.

Коэффициенты K_w и $K_в$ являются относительными нагревами воды и воздуха

$$K_w = \frac{\Delta t_w}{\Delta t_н} \quad ; \quad K_в = \frac{\Delta t_в}{\Delta t_н} \qquad (I.5)$$

где

$$\Delta t_в = t_{вк} - t_{вн} \; ; \; \Delta t_w = t_{wн} - t_{wк} \; ; \; \Delta t_н = t_{wн} - t_{вн}.$$

Здесь индекс "н" соответствует начальным параметрам воды ("w") и воздуха ("в"), индекс "к" - конечным параметрам. Величины $K_в$ и K_w для составных воздухонагревателей получены на базе соотношений (табл. I.4), соответствующих предложениям [4].

Указанные соотношения позволяют определять относительные нагревы системы двух базовых воздухонагревателей при различных вариантах компоновок и обвязок по теплоносителю. Определение $K_в$ и K_w более сложных систем воздухонагревателей осуществлено многократным применением этих соотношений. Исходным материалом для расчетов служат формулы для определения относительных нагревов воздуха и воды в базовых теплообменниках в зависимости от расходов воздуха и воды

$$K_в = \frac{1}{\frac{c_ρ G_в}{K F} + \frac{c_ρ G_в}{2 c_w G_w} + 0{,}5}; \quad K_w = \frac{1}{\frac{c_w G_w}{K F} + \frac{c_w G_w}{2 c_ρ G_в} + 0{,}5}. \qquad (I.6)$$

Построение условного процесса сухого охлаждения

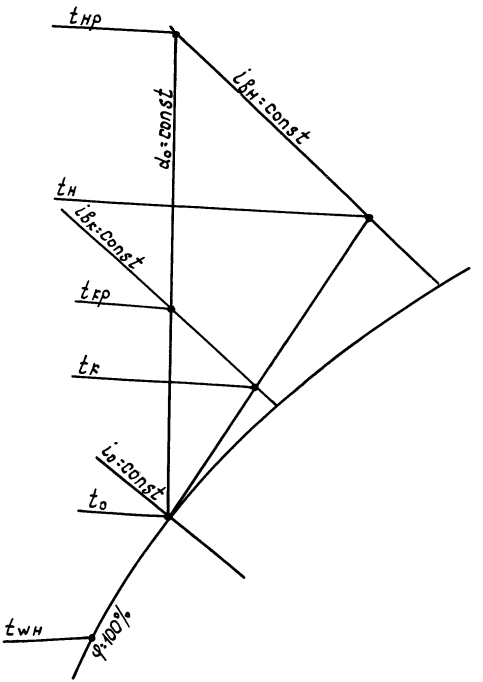


Рис.1

В настоящих материалах вопрос выбора расчетных значений температур воздуха и воды при решении проектных задач не рассматривается. Решение этого вопроса следует проводить в соответствии с рекомендациями СНиПов и данными [5].

Для определения потерь напора по теплоносителю ΔP_w на номограммах приведены также графики ΔP_w (K_w/ $K_б$). При этом следует иметь в виду, что величина ΔP_w представляет собой гидравлическое сопротивление воздухонагревателя без учета сопротивления трубопроводов обвязки.

Для подбора воздухонагревателей необходимо определить на номограмме (для соответствующей производительности и варианта обвязки) положение точки с расчетными относительными перегревами $K_{бр}$ и $K_{wр}$. Кривые, расположенные справа от этой точки, соответствуют воздухонагревателям с поверхностью, обеспечивающей заданное значение теплопроизводительности с некоторым запасом. При этом величина запаса по теплопроизводительности тем меньше, чем ближе кривая к указанной точке.

Набор номограмм в приложении 2 сопровождается в приложении I "Перечнем номограмм", в котором устанавливается соответствие номеров листов производительности кондиционеров и типу воздухонагревателей (без обводного канала, для обводного канала или клапана). На листах 2÷7 приложения I даны характеристики вариантов обвязок на каждой из номограмм.

На листе 23 приложения 2 приведена зависимость, позволяющая рассчитывать два последовательно соединенных по воде однорядных воздухонагревателя всех воздухопроизводительностей по графическим материалам листов I÷22 приложения 2.

Для выбора воздухонагревателей при значениях расхода воздуха, отличающихся от номинальных, на предлагаемых графиках, кроме кривых $G_в = G_{ном}$ (сплошные), нанесены также кривые $G_в = 0{,}80\ G_{ном}$ (пунктирные), $G_в = 0{,}64\ G_{ном}$ (штрихпунктирные) и другие.

Кроме того, для воздухонагревателей кондиционеров КТЦ2-I0÷КТЦ2-80 на соответствующих номограммах для $n = I$ и $n = 2$ приведены кривые K_W ($K_в$), соответствующие работе указанных кондиционеров с повышенными удельными воздушными нагрузками при $G_в = I{,}25 G_{ном}$.

Значения искомых коэффициентов K_W и $K_в$, соответствующих промежуточным величинам расходов воздуха, находятся путем линейной интерполяции между соседними кривыми.

Примеры расчета и выбора воздухонагревателей

Пример I

Исходные данные: производительность кондиционера по воздуху $V = 40000$ м^3/ч (при нормальных условиях $P_б = 760$ мм рт.ст., $t_в = 20^0$С); начальные и конечные параметры воды и воздуха: $t_{вн} = -20^0$С; $t_{wн} = I30^0$С; $t_{wк} = 70^0$С; $t_{вк} = I6^0$С.

I. Вычисляем $K_{вр} = \frac{36}{I50} = 0{,}24$; $K_{wр} = \frac{60}{I50} = 0{,}4$.

2. В соответствии с Перечнем номограмм (лист I приложения I) воздухонагреватели кондиционеров с требуемой воздухопроизводительностью описываются номограммами, приведенными на листах 7 и 8 (приложения 2). Лист 7 соответствует последовательной обвязке по фронту и параллельной по ходу воздуха (см. лист 5 приложения I). Лист 8 соответствует последовательной обвязке по фронту и последовательной по ходу воздуха.

3. Наносим на номограмму, приведенную на листе 7 приложения 2, точку с координатами (0,24; 0,4). Как видно из графика, требуемой воздухопроизводительности соответствует с наименьшим запасом сплошная кривая ($G_в = G_{ном}$) для числа рядов $n = 2$.

4. Для определения запаса по поверхности необходимо провести луч из начала координат через полученную точку до пересечения с указанной кривой. Точка пересечения определяет значения коэффициентов $K_{вy}(0,264)$ и $K_{wy}(0,444)$, соответствующих реальному процессу при расчетном расходе воды, определяемом заданными $K_{вр}$ и $K_{wр}$.

Запас по поверхности вычисляется по формуле

$$\frac{F-F_р}{F_р}\cdot 100\% = \frac{K_{вy}-K_{вр}}{K_{вр}} \cdot \frac{1}{1-(K_{вy}+K_{wy})/2}\cdot 100\% =$$

$$= \frac{0,264-0,24}{0,24} \cdot \frac{1}{1-\frac{0,264+0,444}{2}} \cdot 100\% = 15,5\% .$$

5. Для определения потери напора по теплоносителю при расчетном расходе воды фиксируем точку пересечения луча по п.4 с графиком ΔP_w при $n = 2$. Из указанной точки пересечения опускаем перпендикуляр на ось $\Delta P_w/\bar{G}_в^2$ и определяем на этой оси значение величины $\Delta P_w/\bar{G}_в^2$ (2700 кг/м^2).

Искомое значение

$$\Delta P_w = \left(\Delta P_w/\bar{G}_в^2\right)\cdot\left(G_в/G_{ном}\right)^2 = 2700\cdot 1 = 2700 \text{ кг/м}^2.$$

6. В связи с тем, что расчетной точке соответствует двухрядный воздухонагреватель (и, следовательно, обвязка по ходу воздуха отсутствует), аналогичные построения на листе 8 приложения 2 дают идентичные результаты.

7. Расчетный расход воды G_{wp} определяем по формуле

$$G_{wp} = 0{,}24 \frac{V \rho_{20} K_{bp}}{K_{wp}} = 0{,}24 \cdot \frac{40000 \cdot 1{,}2 \cdot 0{,}24}{0{,}4} =$$

= 6910 кг/ч.

8. Определяем скорость воздуха в набегающем потоке при температуре 20°С

$$V_{\phi} = \frac{V}{3600 F_{\phi}} = \frac{40000}{3600 \cdot 4{,}14} = 2{,}68 \text{ м/с},$$

где F_{ϕ} - площадь фронтального сечения воздухонагревателя, значение которой приведены в табл. I.5.

По номограмме в приложении 5 определяем величину аэродинамического сопротивления - 5,0 кг/м^2.

Определяем среднюю температуру воздуха в теплообменнике

$$t_{ср.} = \frac{t_{вн} + t_{вк}}{2} = \frac{-20+16}{2} = -2^{\circ}\text{С}.$$

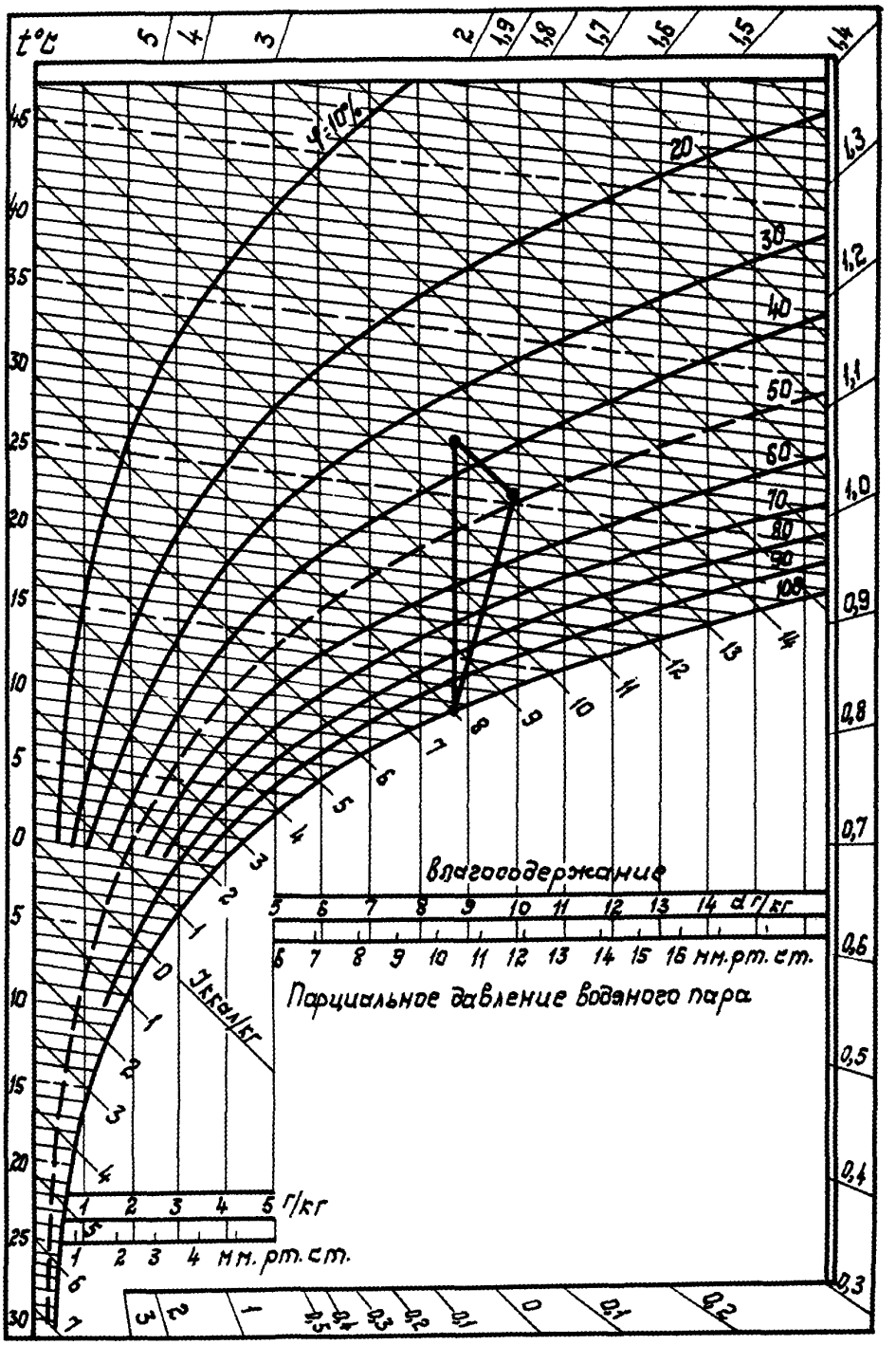
По табл. I.2 определяем $\Psi = 0{,}93$ и вычисляем окончательно аэродинамическое сопротивление

$$\Delta P_{д} = 0{,}93 \cdot 5{,}0 = 4{,}65 \text{ кг/м}^2.$$

Для подобранного воздухонагревателя рассмотрим решение с помощью номограмм одной из обратных задач. Необходимо определить температуру обратной воды при температурах наружного воздуха, соответствующих переходному периоду. Пусть $t_{вн} = 0^{\circ}$С; $t_{wн} = 70^{\circ}$С; $t_{вк} = 16^{\circ}$С.

Вычисляем

$$K_{вр} = \frac{t_{вк} - t_{вн}}{t_{wн} - t_{вн}} = \frac{16 - 0}{70 - 0} = 0{,}229.$$



I-d- диаграмма для барометрического давления $P_б = 760$ мм. рт. ст.

Рис. 2

Проводим вертикальную линию из точки (0,229; 0) до пересечения с кривой $K_w(K_б)$ при $n = 2$ и $G_б / G_{ном} = I$. Ордината точки пересечения определяет значение $K_w = 0,564$. Температуру обратной воды вычисляем по формуле

$$t_{wк} = t_{wн} - K_w(t_{wн} - t_{бн}) = 70 - 0,564\ (70-0) =$$

$$= 30,5^{0}C.$$

Пример 2

Исходные данные: производительность кондиционера по воздуху $V = 200000$ м^3/ч (при нормальных условиях), начальные и конечные параметры воздуха и воды: $t_{бн} = -I2,9^{0}C$; $t_{wн} = I30^{0}C$; $t_{бк} = 22^{0}C$; $t_{wк} = 70^{0}C$.

Необходимо подобрать воздухонагреватель с обводным каналом при полностью закрытом клапане в обводном канале.

I. Определяем расчетные значения относительных нагревов воды и воздуха

$$K_{wр} = \frac{I30-70}{I30+I2,9} = 0,420; \qquad K_{бр} = \frac{22+I2,9}{I30+I2,9} = 0,244.$$

2. В соответствии с "Перечнем номограмм" (лист I приложения I) выбираем для кондиционера КТЦ2-200 (воздухонагреватель с обводным каналом) вариант обвязки, описанной номограммой на листе 2I приложения 2. Схема указанной обвязки приведена на листе 7 приложения I.

3. На номограмме (лист 2I приложения 2) отмечаем расчетную точку с координатами (0,244; 0,420). Ближайшая справа сплошная ($\overline{G}_б = I$) кривая соответствует трехрядному воздухонагревателю

($n = 3$).

4. Проводим луч из начала координат через полученную точку до пересечения с указанной кривой. Точка пересечения имеет координаты $K_{бy} = 0{,}259$; $K_{wy} = 0{,}444$. При этом запас по поверхности при расходе воды, определяемом заданными значениями $K_{бр}$ и $K_{wр}$, составляет

$$\frac{F - F_р}{F_р} \cdot 100\% = \frac{0{,}259 - 0{,}244}{0{,}244} \cdot \frac{1}{1 - \frac{0{,}259 + 0{,}444}{2}} \cdot 100\% =$$

$= 9{,}5\%$.

5. Вычисляем гидравлическое сопротивление воздухонагревателя. Для этого находим пересечение луча (п.4) с графиком $\Delta P_w / \bar{G}_б^2$ при $n = 3$. Находим абсциссу $\Delta P_w / \bar{G}_б^2$ точки пересечения $\Delta P_w / \bar{G}_б^2 = 1200$ кг/м^2.

Значение потери гидравлического напора определяем по формуле

$$\Delta P_w = \left(\Delta P_w / \bar{G}_б^2\right) \cdot \left(\bar{G}_б / G_{ном}\right)^2 = 1200 \cdot 1^2 = 1200 \text{ кг/м}^2$$

6. Вычисляем расчетный расход воды

$$G_{wр} = 0{,}24 \cdot \frac{200000 \cdot 1{,}2 \cdot 0{,}244}{0{,}42} \approx 40160 \text{ кг/ч}$$

7. Вычисляем аэродинамическое сопротивление. Для этого определяем скорость воздуха в набегающем потоке

$$V_ф = \frac{200000}{14{,}82 \cdot 3600} = 3{,}75 \text{ м/с}.$$

По номограмме приложения 5 находим значение аэродинамического сопротивления -I3 кг/м^2.

Вычисляем значение средней температуры воздуха

$$t_{ср}=\frac{t_{вн}+t_{вк}}{2}=\frac{-12,9+22}{2}=4,55^{0}C$$

По таблице I.2 определяем $\Psi = 0,95$.

Определяем аэродинамическое сопротивление

$$\Delta P_{д} = 13 \cdot 0,95 = 12,4 \text{ кг/м}^2$$

Пример 3

Исходные данные: производительность кондиционера по воздуху $V = 31500$ м^3/ч; начальные и конечные параметры воды и воздуха: $t_{wк}= 130^{0}C$; $t_{вн} = -40^{0}C$; $t_{вк} = 35^{0}C$; $t_{wк} = 70^{0}C$.

I. Вычисляем

$$K_{вр}=\frac{35+40}{130+40}=0,441; \qquad K_{wр}=\frac{130-70}{130+40}=0,353.$$

2. В соответствии с "Перечнем номограмм" (лист I приложения I) воздухонагреватели кондиционеров требуемой производительности (КТЦ2-3I,5) описываются номограммами на листах 5, 6 приложения 2. Из указанных листов (в соответствии с данными листов 2...7 приложения I) в качестве примера выбираем вариант обвязки, описанный номограммой на листе 5 приложения 2 (схема обвязки представлена на листе 3 приложения I).

3. Наносим на номограмму, приведенную на листе 5 приложения 2, точку с координатами (0,44I; 0,353). Ближайшая справа сплошная ($\bar{G}_{б}$ =I) линия соответствует четырехрядному воздухонагревателю (n =4).

4. Проводим луч из начала координат через указанную точку до пересечения с кривой K_w (K_β), соответствующей $\bar{G}_\beta = I$ и $n = 4$. Координаты точки пересечения определяют значения относительных нагревов

$$K_{\beta y} = 0,452; \qquad K_{wy} = 0,36 .$$

Полученные данные позволяют определить запас по поверхности

$$\frac{F - F_p}{F_p} \cdot 100\% = \frac{0,452 - 0,44I}{0,44I} \cdot \frac{I}{I - \frac{0,452 + 0,360}{2}} \cdot 100\% =$$

$$= 4,2\%$$

5. Определяем гидравлическое сопротивление воздухонагревателя при расчетном расходе воды. Для этого находим пересечение луча по п.4 с графиком $\Delta P_w / \bar{G}_\beta^2$, соответствующем числу рядов $n = 4$. Абсцисса точки пересечения определяет значение $\Delta P_w / \bar{G}_\beta^2 = I430$ кг/м^2.

Вычисляем гидравлическое сопротивление

$$\Delta P_w = I430 \cdot I^2 = I430 \text{ кг/м}^2.$$

6. Расчетный расход воды G_{wp} определяем по формуле

$$G_{wp} = 0,24 \cdot \frac{3I500 \cdot I,2 \cdot 0,44I}{0,353} = II300 \text{ кг/ч}$$

7. Определяем скорость воздуха в набегающем потоке

$$V_p = \frac{3I500}{3600 \cdot 3,3I} = 2,64 \text{ м/с}$$

По номограмме приложения 5 находим значение аэродинамического сопротивления - 9 кг/м^2.

Вычисляем среднюю температуру воздуха

$$t_{cp} = \frac{-40+35}{2} = -2,5^0C$$

По табл. I.2 определяем $\Psi = 0,93$.

Определяем аэродинамическое сопротивление воздухонагревателя

$$\Delta P_a = 9 \cdot 0,93 = 8,37 \text{ кг/м}^2.$$

Пример 4

Исходные данные: производительность по воздуху V=6400 м^3/ч (при нормальных условиях); начальные и конечные параметры воздуха и воды: $t_{вн}$ = -6,9°С; $t_{wн}$ = 150°С; $t_{вк}$ = 25,3°С; $t_{wк}$ = 70°С.

I. Определяем расчетные значения относительных нагревов воды и воздуха

$$K_{wр} = \frac{150 - 70}{150 + 6,9} = 0,510; \qquad K_{вр} = \frac{25,3 + 6,9}{150 + 6,9} = 0,205.$$

2. В соответствии с "Перечнем номограмм" (лист I приложения I) выбираем для кондиционера КТЦ2-10 вариант обвязки, описанной номограммой на листе 14 приложения 2 (воздухонагреватель с обводным каналом). Схема указанной обвязки приведена на листе 2 приложения I.

3. На номограмме (лист 14 приложения 2) отмечаем расчетную точку с координатами (0,205; 0,51). Ближайшая справа штрихпунктирная линия ($\bar{G}_в = \frac{6400}{10000} = 0,64$) $K_w\,(K_в)$ соответствует двухрядному воздухонагревателю. Однако луч, проведенный из начала координат через указанную точку, не пересекает эту кривую (кривая проходит ниже). Следовательно, при использовании двухрядного воздухонагревателя скорость воды в трубках окажется ниже допустимой. Выбор трехрядного воздухонагревателя явно неэкономичен.

В подобных случаях возможно применение двух однорядных воздухонагревателей, соединенных последовательно по воде. Поскольку на листах I...22 приложения 2 графический материал для этого варианта отсутствует, следует проводить построения с помощью

номограммы, приведенной на листе 23 приложения 2. При этом необходимо выполнить следующие операции.

3.I. Определяем сумму расчетных относительных нагревов

$$K_{wp} + K_{\beta p} = 0,5I + 0,205 = 0,7I5.$$

3.2. На графике листа 23 приложения 2 находим точку с абсциссой 0,7I5 и определяем её ординату

$$A = 0,466.$$

3.3. На листе I4 приложения 2 через точки с координатами (K_{β} =0,466; K_w = 0) и (K_{β}= 0, K_w=0,466) проводим прямую линию и фиксируем точку пересечения её с лучом, проведенным из начала координат через точку (0,205; 0,5I). Координаты этой точки

$$K'_{\beta p} = 0,I34; \qquad K'_{wp} = 0,332 .$$

Полученная точка по отношению к однорядному воздухонагревателю соответствует исходной точке ($K_{\beta p}$, K_{wp}) по отношению к двум однорядным воздухонагревателям, соединенным последовательно по воде.

Эта точка (0,332; 0,I34) лежит слева от штрих-пунктирной линии ($\bar{G}_{\beta}$ = 0,64), соответствующей однорядному воздухонагревателю. Следовательно, необходимая теплопроизводительность обеспечивается двумя однорядными воздухонагревателями, соединенными последовательно по воде.

4. Определяем запас по поверхности. Для этого находим координаты точки пересечения указанной штрих-пунктирной линии ($\bar{G}_{\beta}$=0,64, n =I) с лучом по п.3

$$K'_{\beta y} = 0,I53; \quad K'_{wy} = 0,376.$$

Для определения значений K_{By} и K_{wy} необходимо провести операции пп.3.I ... 3.3.

4.I. Вычисляем A

$$A = K'_{By} + K'_{wy} = 0,I53 + 0,376 = 0,529.$$

4.2. Находим абсциссу точки с ординатой A =0,529 на графике листа 23 приложения 2 - $K_{By} + K_{wy} = 0,778$.

4.3. Проводим (аналогично п.3.3) на листе I4 приложения 2 прямую линию с уравнением

$$K_B + K_w = 0,778.$$

Координаты точки пересечения этой прямой с лучом по п.3 определяют значения K_{By} и K_{wy}

$$K_{By} = 0,223, \qquad K_{wy} = 0,554.$$

Запас по поверхности вычисляем по формуле

$$\frac{F - F_P}{F_P} \cdot 100\% = \frac{K_{By} - K_{BP}}{K_{BP}} \cdot \frac{1}{1 - (K_{By} + K_{wy})/2} \cdot 100\% =$$

$$= \frac{0,223 - 0,205}{0,205} \cdot \frac{I}{I - \frac{0,223 + 0,554}{2}} \cdot I00\% = I4,4\%.$$

5. Гидравлическое сопротивление при расчетном расходе воды G_{wp} находим как сумму гидравлических сопротивлений каждого из однорядных воздухонагревателей. Пересечение упомянутого луча с графиком $\Delta P_w / \bar{G}_B^2$ при $n = I$ определяет значение

$$\Delta P'_w / \bar{G}_B^2 = 52,0 \text{ кг/м}^2.$$

Гидравлическое сопротивление однорядного воздухонагревателя $\Delta P'_w$ составляет

$$\Delta P'_w = 52 \cdot (0,64)^2 = 2I \text{ кг/м}^2.$$

Гидравлическое сопротивление двух однорядных воздухонагревателей

$$\Delta P_w = 21 \cdot 2 = 42 \text{ кг/м}^2.$$

6. Расчетный расход воды определяем по формуле

$$G_{wp} = \frac{C_p \rho_{20} V K_{бр}}{K_{wp}} = \frac{0,24 \cdot 6400 \cdot 0,205 \cdot 1,2}{0,51} =$$

$= 741$ кг/ч.

7. Аэродинамическое сопротивление находим как сумму сопротивлений двух однорядных теплообменников.

Определяем скорость в набегающем потоке

$$V_ф = \frac{6400}{0,82 \cdot 3600} = 2,17 \text{ м/с}.$$

По номограмме приложения 5 определяем значение аэродинамического сопротивления при $\Pi = 1 - 2,3$ кг/м^2.

Вычисляем среднюю температуру воздуха

$$t_{cp} = \frac{-6,9 + 25,3}{2} = 9,2^0\text{C}.$$

Поправку на температуру Ψ находим по табл. I.2

$$\Psi = 0,97.$$

Вычисляем аэродинамическое сопротивление

$$\Delta P_a = 2 \cdot 0,97 \cdot 2,3 = 4,46 \text{ кг/м}^2.$$

РАЗДЕЛ П

МЕТОДИКА РАСЧЕТА И ВЫБОРА ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ БТМ

При расчете и выборе поверхностных воздухоохладителей центральных кондиционеров КТЦ2 встречаются два типа задач - прямые и обратные. При этом определение величин требуемой поверхности и обвязки воздухоохладителя по холодоносителю, начальной температуры и расхода холодоносителя, гидравлического ΔP_w и аэродинамического ΔP_a сопротивлений при заданных расходе, начальных и конечных состояниях обрабатываемого воздуха называется прямой задачей.

Обратной задачей называется поверочный расчет воздухоохладителя. В этом случае исходными величинами являются расходы воды и воздуха и значения их начальных параметров, а также заданы величины поверхности воздухоохладителя и способ обвязки теплообменников по холодоносителю. Искомыми величинами являются значения конечных параметров воды и обрабатываемого воздуха.

Для решения прямых и обратных задач по расчету и выбору поверхностных воздухоохладителей во ВНИИкондиционере разработан алгоритм, реализованный ФОРТРАН-программой на ЭЦВМ "Минск-32"[6].

Указанная программа составлена для двух схем обвязок холодоносителя: параллельной и последовательной противоточной. Текст программы с соответствующей инструкцией приведен в приложении 8. Сравнение результатов расчетов, проведенных по предлагаемой программе с данными экспериментальных исследований, подтверждает их хорошее согласование.

В связи с тем, что в ряде случаев проектной практики применяются немеханизированные способы выполнения расчетов, в настоящих материалах приведена приближенная инженерная методика расчета воздухоохладителей, использующая результаты исследований [6, 8].

В основе этой методики лежит представление об условном процессе сухого охлаждения, изложенное, например, в [7], который принимается в качестве расчетного для конкретного реального процесса. Иллюстрация процедуры построения упомянутого условного процесса представлена на рис.I. Через точки ($t_{вн}$, $i_{вн}$) и ($t_{вк}$, $i_{вк}$) проводится луч процесса до пересечения с кривой φ=I00% в точке (t_o). В случае осуществления режимов с влаговыпадением величина t_o характеризует среднюю температуру поверхности, на которую направлен луч процесса обработки воздуха.

Затем через точки ($t_{вн}$, $i_{вн}$) и ($t_{вк}$, $i_{вк}$) проводим линии постоянного теплосодержания $i_{вн} = const$, $i_{вк} = const$ до пересечения с прямой $d_o = const$. Полученные при этом значения температур $t_{нр}$ и $t_{кр}$ принимаются расчетными и используются для определения коэффициента относительного перегрева $K_{вр}$, который вычисляется по формуле

$$K_{вр} = \frac{t_{нр} - t_{кр}}{t_{нр} - t_{wн}} . \qquad (2.I)$$

Значение начальной температуры $t_{wн}$ в соответствии с рекомендациями [7] принимается на 3÷6°С ниже средней температуры поверхности.

Для упрощения процедуры решения прямых и обратных задач в настоящих руководящих материалах приведены специальные номограммы, помещенные на листах I÷I2 приложения 4. Указанные номограммы представляют зависимости $K_w(K_в)$ и графики для определения гидравлических сопротивлений воздухоохладителей кондиционеров КТЦ2 производительностью по воздуху от I0 тыс.м^3/ч до 250 тыс. м^3/ч с целым числом рядов от n = 2 до n =8 для различных вариантов обвязки базовых теплообменников по холодоносителю, аналогичные зависимостям, представленным в приложении 2 и используемым при расчете и выборе воздухонагревателей. При $n > 2$ требуемая рядность обеспечивается следующим образом: n = 3= I + 2;

$n = 4 = 2 + 2$; $n = 5 = I + 2 + 2$; $n = 6 = 2 + 2 + 2$; $n = 7 = I + 2 + 2 + 2$; $n = 8 = 2 + 2 + 2 + 2$ (порядок расположения базовых теплообменников по рядности соответствует направлению движения воздуха).

Последовательность проведения расчетов при решении прямых задач.

I. По исходным значениям $t_{вн}$, $i_{вн}$, $t_{вк}$, $i_{вк}$ с помощью построения на $i-d$ диаграмме, аналогично описанному на рис.I, находятся значения $t_{нр}$, $t_{кр}$ и t_o (если луч процесса не пересекает кривую φ = 100%, то осуществление заданного режима невозможно).

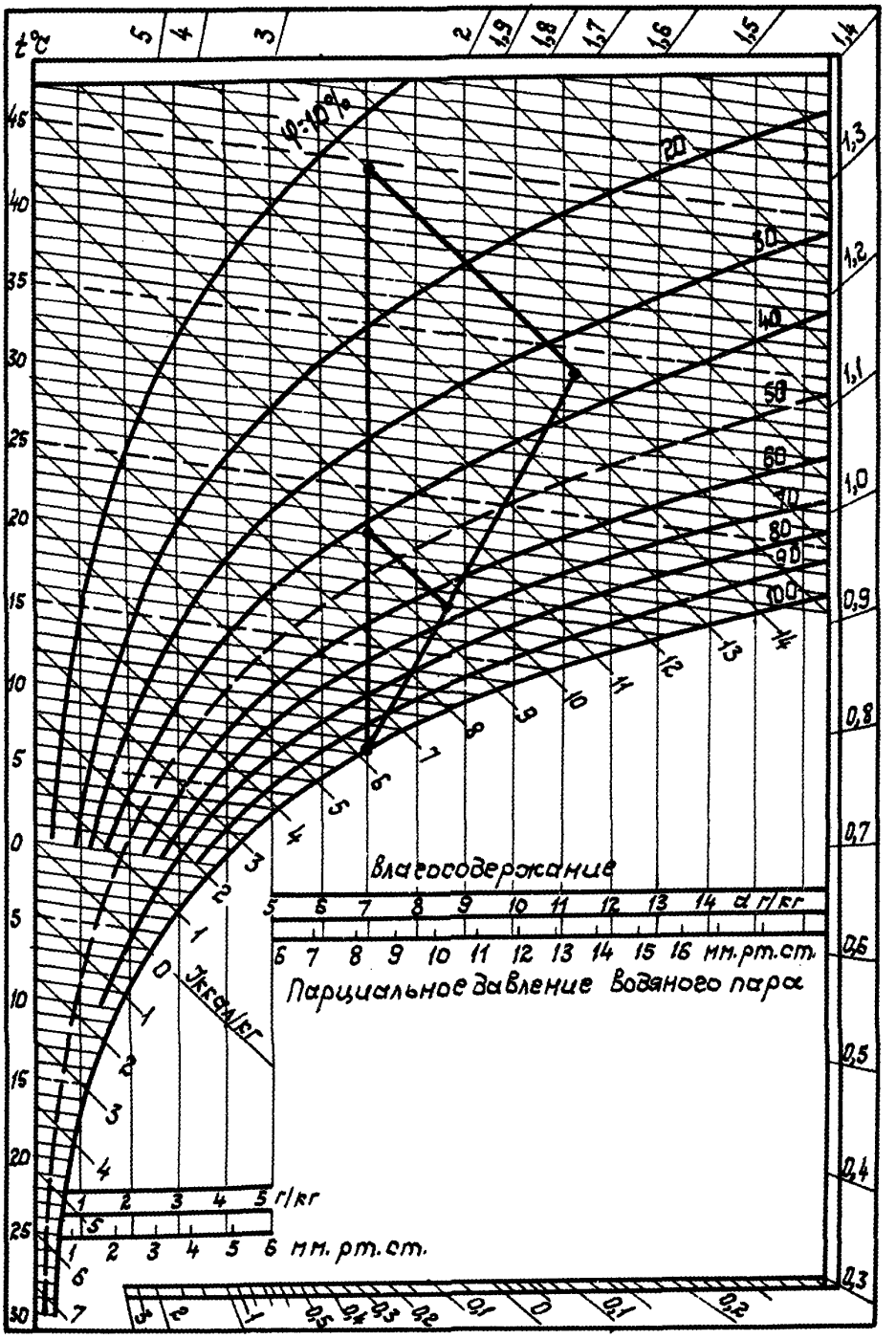
2. Для режимов с влаговыпадением начальную температуру воды выбираем из условия $t_o - t_{wн} = 3 \div 6^0C$. Для режимов без влаговыпадения начальной температурой воды следует задаться, имея в виду ограничение $t_o - t_{wн} < 3 \div 6^0C$.

3. Определяем значение $K_{вр}$ по формуле (2.I).

4. В соответствии с перечнем номограмм, приведенным на листе I приложения. 3 и содержанием листов приложения 4 (см. лист 1, 2, 3 приложения 3), определяется номер листа с графическим материалом в приложении 4 в зависимости от величины воздухопроизводительности кондиционера и типа обвязки по холодоносителю.

5. На оси $K_в$ соответствующего листа откладывается значение $K_{вр}$ и проводится прямая, параллельная оси K_w до пересечения с кривыми $K_w(K_в)$. При этом могут иметь место пересечения указанной прямой с кривыми, соответствующими различным значениям числа рядов n. Каждая из точек пересечения соответствует решению поставленной задачи. Выбор оптимального варианта может быть осуществлен на основании технико-экономического сравнения.

6. Для любой из указанных точек пересечения величина расхода воды может быть вычислена по формуле



I-d- диаграмма для барометрического давления
$P_б$ = 760 мм.рт.ст.

Рис. 3

$$G_w = 0{,}29 \frac{V \cdot K_{бр}}{K_w},$$

где K_w - ордината точки на номограмме.

7. Для определения гидравлического сопротивления воздухоохладителя полученная точка на номограмме соединяется с началом координат и фиксируется абсцисса $\Delta P_w / \bar{G}_б^2$ точки пересечения полученной при этом прямой с графиком ΔP_w для соответствующего числа рядов.

Искомое значение гидравлического сопротивления в кг/м^2 определяется из выражения

$$\Delta P_w = \left(\Delta P_w / \bar{G}_б^2\right) \cdot \left(G_б / G_{ном}\right)^2$$

8. Конечная температура воды определяется по формуле

$$t_{wк} = t_{wн} + K_w \left(t_{нр} - t_{wн}\right).$$

9. Величина аэродинамического сопротивления воздухоохладителей вычисляется по формуле

$$\Delta P_д = \Delta P_{во} + \Delta P_1, \qquad (2.2)$$

где $\Delta P_{во}$ - аэродинамическое сопротивление поверхностных теплообменников, определяемое аналогично $\Delta P_д$ воздухонагревателей (в случаях работы в режимах с влаговыпадением величина $\Delta P_д$ увеличивается в 1,60 раза);

ΔP_1 - аэродинамическое сопротивление оросительной системы и каплеуловителей. Величина ΔP_1 определяется по зависимости

$$\Delta P_1 = 1{,}14 \bar{v}_ф^2 \qquad (2.3)$$

Допускается также проводить подбор поверхностного воздухоохладителя с использованием приближенных зависимостей. Порядок расчета при параллельной обвязке по ходу воздуха следующий.

I. Выполняются процедуры по п.п. I÷3 стр. 27.

2. По приближенной формуле определяется требуемое число рядов

$$n = 2\frac{\ell n\,(1 - K_{Bp})}{\ell n\,(1 - K_{B2})}\,, \qquad (2.4)$$

где K_{B2} - относительный нагрев воздуха двухрядного воздухоохладителя, выбранный по соответствующей номограмме из условия допустимой скорости в трубках теплообменника (или допустимого гидравлического сопротивления). Максимальная величина скорости в трубках теплообменника не должна превышать 2 м/с.

3. Вычисляется расход воды

$$G_w = 0{,}29\frac{n}{2}\cdot V\cdot\frac{K_{B2}}{K_{W2}}\,, \qquad (2.5)$$

где K_{W2} - относительный нагрев холодоносителя двухрядного воздухоохладителя, определяемый по упомянутой номограмме.

4. Выполняются процедуры по п.п. 6÷9 стр. 27...29.

Порядок расчета при последовательной противоточной обвязке

I. Выполняются процедуры по п.п. I÷3 стр. 27

2. По приближенной формуле определяется требуемое число рядов

$$n = 2\frac{\ell n\,\dfrac{1 - K_{Bp}}{1 - K_{Bp}\cdot K_{W2}/K_{W2}}}{\ell n\,\dfrac{1 - K_{B2}}{1 - K_{W2}}}\,, \qquad (2.6)$$

где K_{B2}, K_{W2} - относительные нагревы воздуха и холодоносителя двухрядного воздухоохладителя, выбранные по соответствующей номограмме из условия допустимой скорости в трубках теплообменника.

3. Проверяется допустимость гидравлического сопротивления системы воздухоохладителей, используя данные упомянутой номограммы относительно составляющих воздухоохладителей в соответствии с п.7 стр. 29

4. Вычисляется расход воды

$$G_w = 0{,}29 \cdot V \frac{K_{B2}}{K_{w2}}$$

5. Выполняются процедуры по п.п. 6, 8, 9 стр. 27...29.

Примеры расчета и выбора воздухоохладителей

Пример I

Исходные данные: производительность по воздуху $V = 31500 м^3/ч$; начальные и конечные параметры воздуха: $t_{BH} = 26^0C$; $i_{BH} = 12{,}2$ ккал/кг; $t_{BK} = 18{,}4^0C$; $i_{BK} = 10$ ккал/кг.

I. Построением на i-d диаграмме (рис.2) определяем параметры условного сухого режима: $t_O = 12^0C$; $t_{HP} = 28{,}4^0C$; $t_{KP} = 19{,}4^0C$; $P_B = 760$ мм рт.ст..

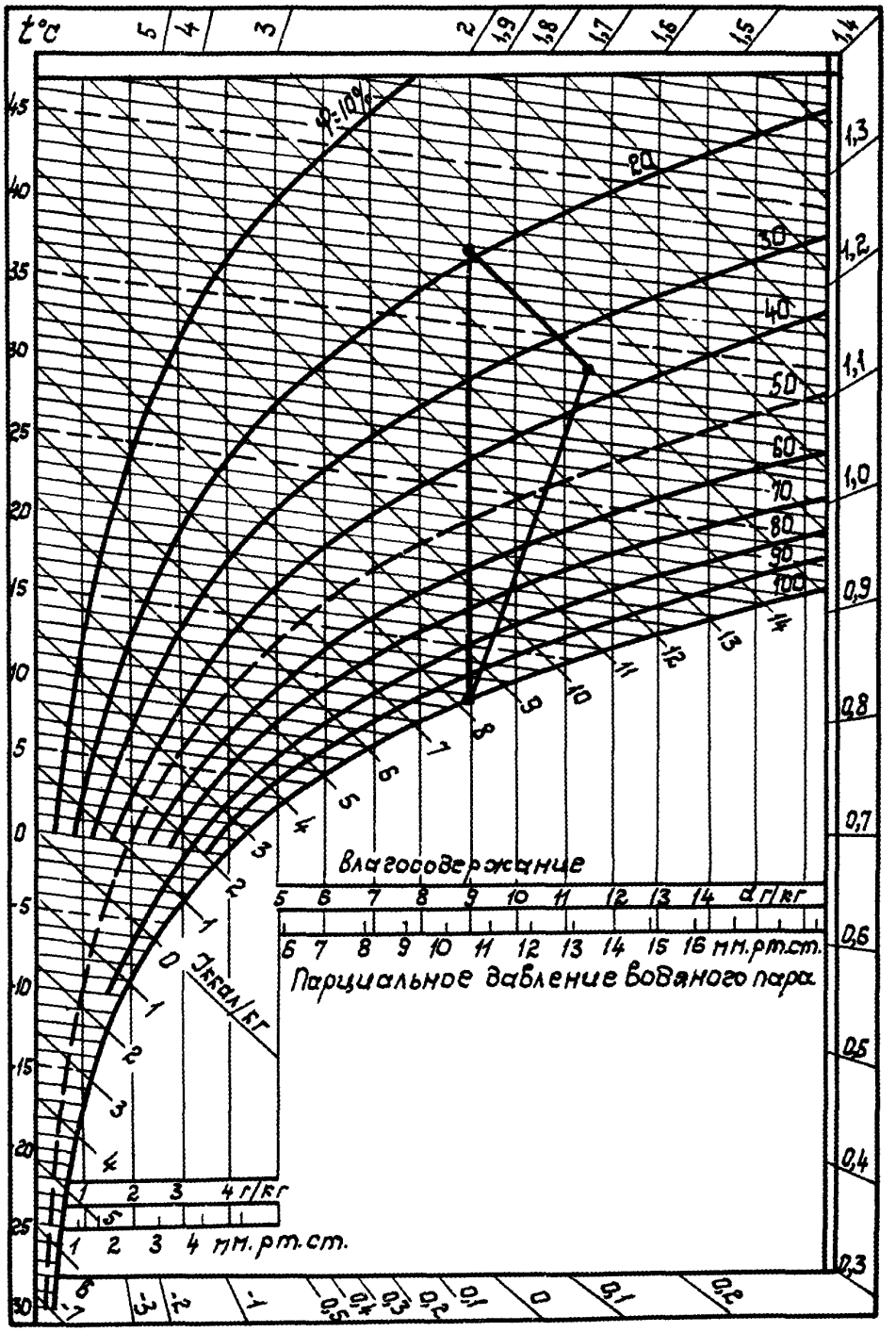
2. Выбираем значение начальной температуры воды $t_{WH} = 6^0C$.

3. Вычисляем

$$K_{BP} = \frac{28{,}4 - 19{,}4}{28{,}4 - 6} = 0{,}402$$

4. В соответствии с перечнем номограмм (лист 5 и лист 6 приложения 3) выбираем (в качестве примера) последовательно-противоточную обвязку базовых теплообменников по холодоносителю, описываемую номограммой на листе 6 приложения 4.

5. На оси K_B указанной номограммы откладывается значение $K_{BP} = 0{,}402$ и проводится вертикальная прямая до пересечения с графиками $K_w(K_B)$. Как видно из графиков, в рассматриваемом



I-d-диаграмма для барометрического давления $P_б = 745$ мм.рт.ст.

Рис. 4

примере, пересечение имеет место для различных значений числа рядов (n) воздухоохладителей.

6. Рассмотрим вариант воздухоохладителя при $n = 4$. В этом случае $K_w = 0{,}490$.

7. Вычисляем расход охлаждающей воды

$$G_w = 0{,}29 \cdot 31500 \cdot \frac{0{,}402}{0{,}490} = 7490 \text{ кг/ч}.$$

8. Для определения гидравлического сопротивления теплообменников соединяем прямой линией полученную точку (0,402; 0,490) с началом координат и фиксируем точку пересечения построенного луча с графиком ΔP_w при $n = 4$. Этой точке соответствует значение $\Delta P_w / \bar{G}_в^2 = 5000$ кг/м^2. Искомое значение

$$\Delta P_w = \left(\Delta P_w / \bar{G}_в^2\right) \cdot \left(G_в / G_{ном}\right)^2 = 5000 \cdot 1 = 5000 \text{ кг/м}^2.$$

9. Определяем конечную температуру воды

$$t_{wк} = (28{,}4 - 6) \cdot 0{,}490 + 6 = 17^\circ\text{C}.$$

10. Вычисляем скорость воздуха в набегающем потоке при $t_{ср} = 20^\circ$C

$$V_ф = \frac{31500}{3{,}31 \cdot 3600} = 2{,}64 \text{ м/с}.$$

По номограмме в приложении 5 находим величину аэродинамического сопротивления - 9 кг/м^2.

Определяем среднюю температуру воздуха в поверхностном теплообменнике

$$t_{ср} = \frac{26 + 18{,}4}{2} = 22{,}2^\circ\text{C}.$$

По табл.I.2 определяем $\Psi = 1{,}01$. Учитывая, что осуществляется режим с влаговыпадением.

$\Delta P_{60} = 9 \cdot 1{,}6 \cdot 1{,}01 = 14{,}5$ кг/м^2.

По зависимости (2.3) определяем величину

$\Delta P_1 = 1{,}14 \cdot (2{,}64)^2 = 7{,}95$ кг/м^2.

Величина аэродинамического сопротивления тепломассообменного блока БТМ равна

$\Delta P_a = 14{,}5 + 7{,}95 = 22{,}5$ кг/м^2.

II. Процедуры, аналогичные описанным в п.п. 6-10 настоящего примера для значений числа рядов $n = 5 \div 8$ дают результаты, приведенные в табл. 2.1

Таблица 2.1

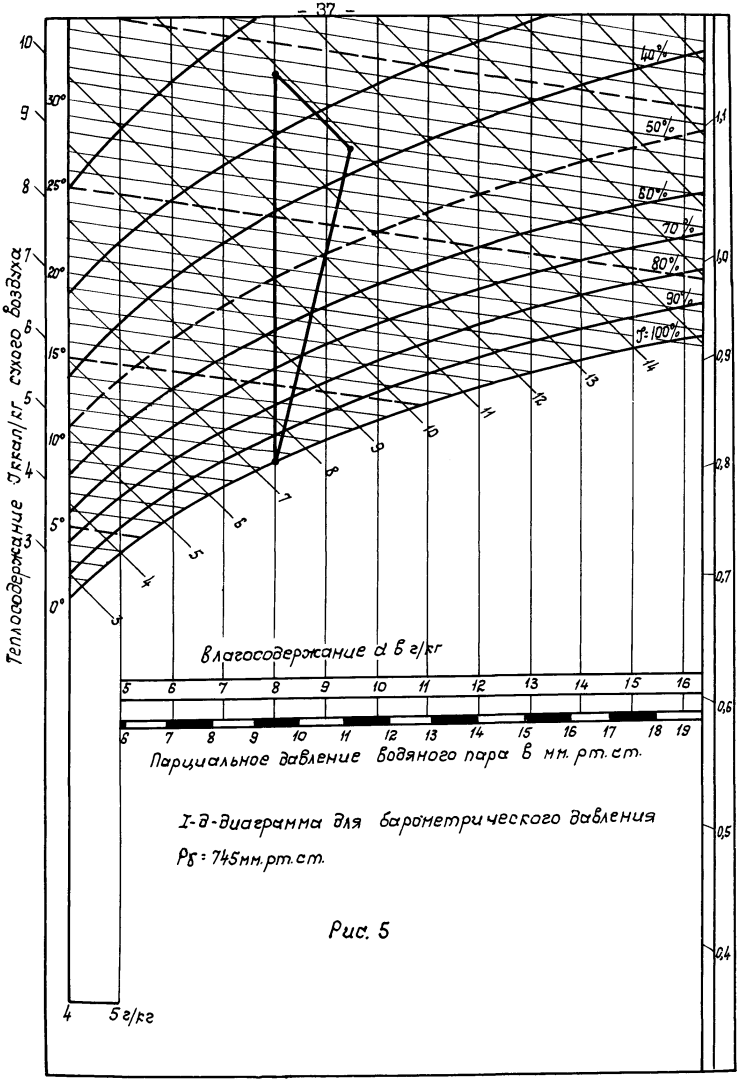
n	K_w	G_w, кг/ч	ΔP_w, кг/м^2	$t_{wк}$, ^{0}C	ΔP_a, кг/м^2
5	0,690	5320	5380	21,5	25,9
6	0,760	4830	3150	23,0	29,3
7	0,850	4320	4450	25,0	32,4
8	0,880	4170	3200	25,7	35,7

Данные табл.2.1 могут служить исходными для технико-экономического расчета по выбору оптимального варианта воздухоохладителя.

Пример 2

Исходные данные: производительность по воздуху: $V = 63000$ м^3/ч; начальные и конечные параметры воздуха: $t_{6н} = 33{,}5^0$C; $i_{6н} = 15$ ккал/кг; $t_{6к} = 18^0$C; $i_{6к} = 9{,}55$ ккал/кг; $P_б = 760$ мм рт.ст..

I. Построением на i-d диаграмме (рис.3) определяем па-



I-d-диаграмма для барометрического давления $P_б = 745$ мм. рт. ст.

Рис. 5

раметры условного сухого режима: $t_o = 8,5^oC$; $t_{нр} = 44,2^oC$; $t_{кр} = 22^oC$.

2. Выбираем значение начальной температуры воды $t_{wн} = 5^oC$.

3. Вычисляем $K_{вр}$

$$K_{вр} = \frac{44,2 - 22}{44,2 - 5} = 0,566.$$

4. Выбираем параллельную обвязку теплообменников по фронту и ходу воздуха (лист 5 приложения 4).

Выполнив процедуры по п.п. 5÷10, получим результаты, представленные в табл. 2.2.

Таблица 2.2

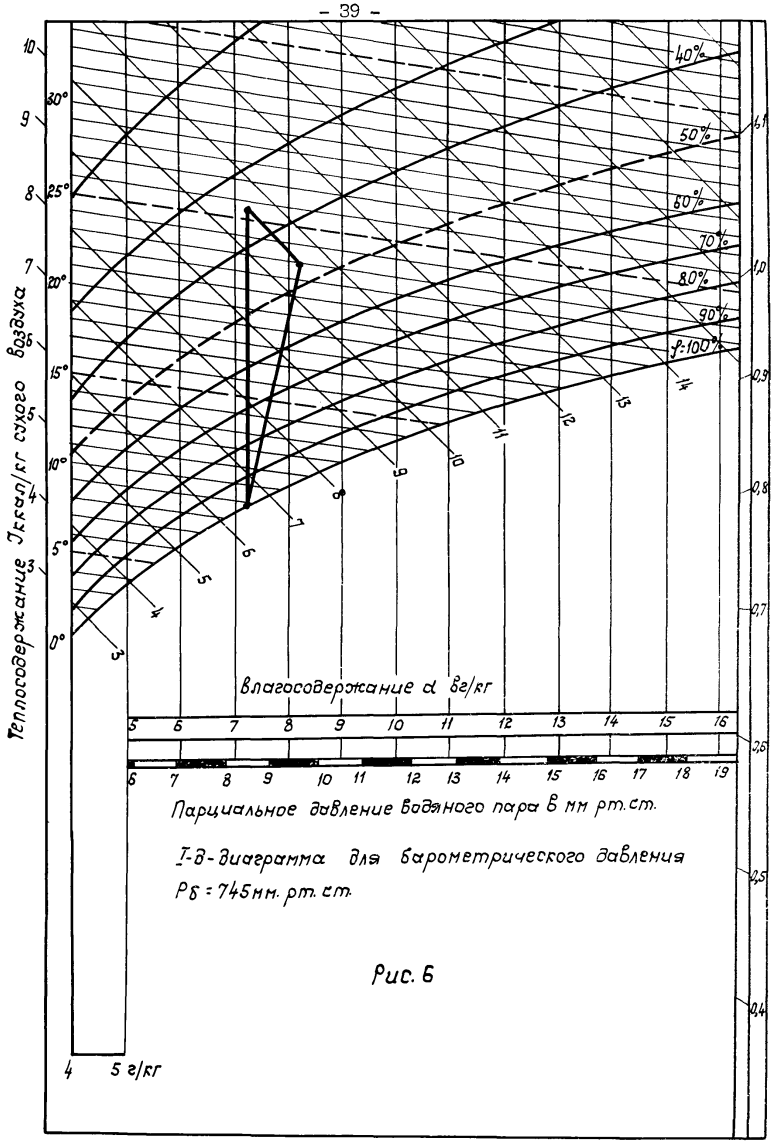
n	K_w	G_w, кг/ч	Δp_w, кг/м^2	$t_{wк}$, ^oC	Δp_a, кг/м^2
5	0,206	50200	4125	13,1	25,9
6	0,290	35660	1575	16,4	29,3
7	0,382	27070	500	20,0	32,4
8	0,446	23200	250	22,5	35,7

Пример 3

Исходные данные: производительность по воздуху: $V = 20000 м^3/ч$; начальные и конечные параметры воздуха: $t_{вн} = 33,5^oC$; $i_{вн} = 15,0$ ккал/кг; $t_{вк} = 14^oC$; $i_{вк} = 8,9$ ккал/кг; $p_б = 745$ мм рт.ст..

1. Построением на $i-d$ диаграмме (рис.4) определяем параметры условного сухого режима: $t_o = 12,0^oC$; $t_{нр} = 39,7^oC$; $t_{кр} = 14,7^oC$.

2. Выбираем значение начальной температуры воды $t_{wн} = 8,0^oC$.



I-d-диаграмма для барометрического давления $P_б = 745$ мм. рт. ст.

Рис. 6

3. Вычисляем $K_{вр}$

$$K_{вр} = \frac{39,7 - 14,7}{39,7 - 8,0} = 0,789.$$

4. В соответствии с перечнем номограмм (лист I и лист 2 приложения 3) выбираем параллельную схему обвязки базовых теплообменников по холодоносителю, описываемую номограммой на листе 3 приложения 4.

5. На оси $K_в$ указанной номограммы откладываем значение $K_{вр} = 0,789$ и проводим вертикальную прямую до пересечения с графиками K_w ($K_в$).

6. Рассмотрим вариант воздухоохладителя при $n = 8$. В этом случае

$$K_w = 0,074.$$

7. Вычисляем расход охлаждающей воды

$$G_w = 0,29 \cdot 20000 \cdot \frac{0,789}{0,074} = 61840 \text{ кг/ч}.$$

8. Для определения гидравлического сопротивления теплообменников соединяем прямой линией полученную точку (0,789; 0,074) с началом координат и фиксируем точку пересечения построенного луча с графиком ΔP_w при $n = 8$. Этой точке соответствует $\Delta P_w / \bar{G}_в^2 = 9000$ кг/м^2. Искомое значение

$$\Delta P_w = \left(\Delta P_w / \bar{G}_в^2\right) \cdot \left(G_в / G_{ном}\right)^2 = 9000 \cdot 1 = 9000 \text{ кг/м}^2.$$

9. Определяем конечную температуру воды

$$t_{wк} = (39,7 - 8) \cdot 0,074 + 8 = 10,35^0\text{C}.$$

Пример 4

Исходные данные: производительность по воздуху $V = 40000 м^3/ч$; начальные и конечные параметры воздуха: $t_{вн} = 28,5^0C$; $i_{вн} = I2,9$ ккал/кг; $t_{вк} = I2^0C$; $i_{вк} = 7,9$ ккал/кг; $P_б = 745$ мм рт.ст..

I. Построением на $i-d$ диаграмме (рис.5) определяем параметры условного сухого режима: $t_о = I0,7^0C$; $t_{нр} = 33^0C$; $t_{кр} = I2,5^0C$.

2. Выбираем значение начальной температуры воды $t_{wн} = 6,2^0C$.

3. Вычисляем $K_{вр}$

$$K_{вр} = \frac{33 - I2,5}{33 - 6,2} = 0,765.$$

4. В соответствии с перечнем номограмм выбираем параллельную схему обвязки базовых теплообменников по холодоносителю, описываемую номограммой на листе 7 приложения 4.

5. На оси $K_в$ указанной номограммы откладываем значение $K_{вр} = 0,765$ и проводим вертикальную прямую до пересечения с графиками $K_w (K_в)$.

6. Выбираем воздухоохладитель с $n = 8$. В этом случае $K_w = 0,I28$.

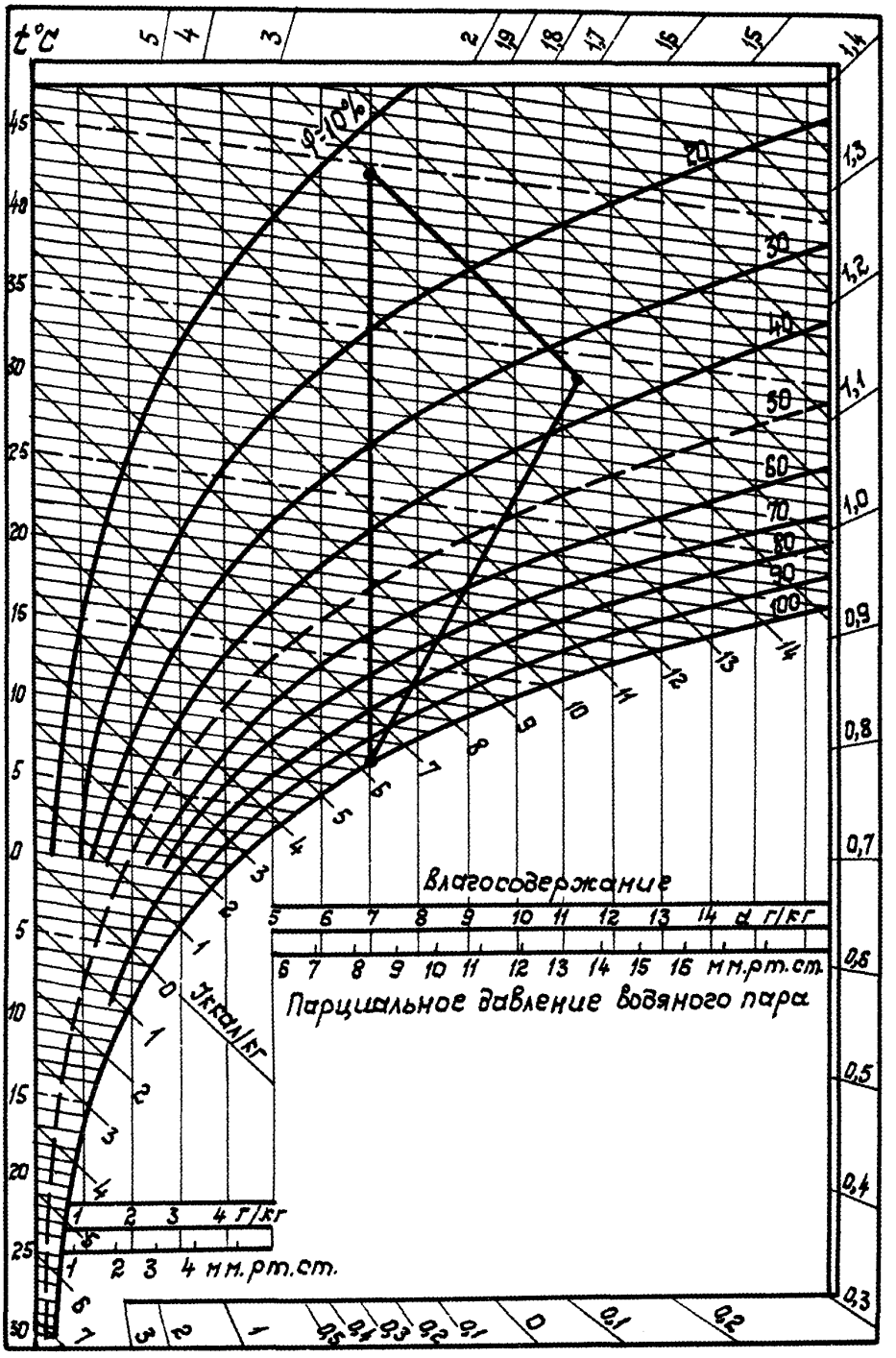
7. Вычисляем расход охлаждающей воды

$$G_w = 0,29 \cdot 40000 \cdot \frac{0,765}{0,I28} = 69330 \text{ кг/ч}.$$

8. Аналогично указанному выше определяем гидравлическое сопротивление

$$\Delta P_w / \bar{G}_в^2 = I6600 \text{ кг/м}^2;$$

$$\Delta P_w = I6600 \cdot I = I6600 \text{ кг/м}^2.$$



I-d-диаграмма для барометрического давления
Pб = 760 мм. рт. ст.

Рис. 7

9. Определяем конечную температуру воды

$$t_{wк} = (33 - 6{,}2) \cdot 0{,}128 + 6{,}2 = 9{,}63^{\circ}C.$$

Пример 5

Исходные данные: производительность по воздуху V =160000 м^3/ч; начальные и конечные параметры воздуха: $t_{вн}$ = 23°С; $i_{вн}$ = 10,6 ккал/кг; $i_{вн}$ = 10,6 ккал/кг; $t_{вк}$ = 10,5°С; $i_{вк}$ = 7 ккал/кг; $P_б$ = 745 мм рт.ст..

1. Построением на i-d диаграмме (рис.6) определяем параметры условного сухого режима: t_o = 9,15°С; $t_{нр}$ = 25,8°С; $t_{кр}$ = 10,8°С.

2. Выбираем значение начальной температуры воды $t_{wн}$ = 6°С.

3. Вычисляем

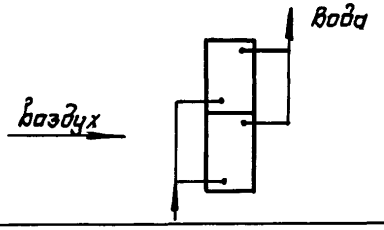
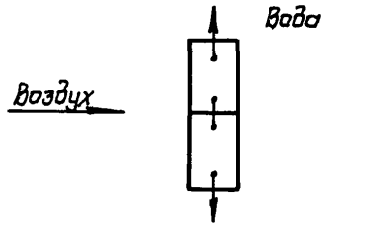
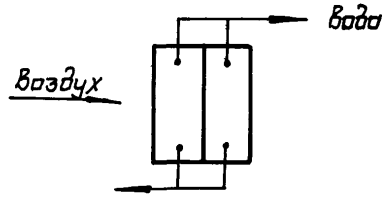
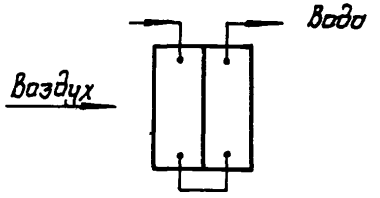
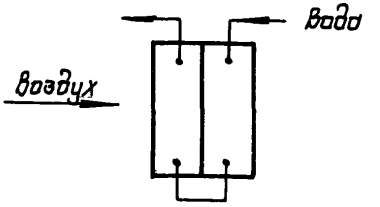
$$K_{вр} = \frac{25{,}8 - 10{,}8}{25{,}8 - 6} = 0{,}758.$$

4. В соответствии с перечнем номограмм выбираем параллельную схему обвязки теплообменников по холодоносителю, описанную номограммой на листе 12 приложения 4.

5. На оси $K_в$ указанной номограммы откладываем значение $K_{вр}$= 0,758 и проводим вертикальную прямую. Поскольку эта прямая не пересекает ни одну из сплошных линий ($\bar{G}_в$ = 1) K_w($K_в$), требуемое число рядов воздухоохладителя больше восьми. В этом случае необходимо воспользоваться приближенной методикой (стр. 30,31).

6. Принимаем параллельную обвязку по ходу воздуха. Находим из графика K_w ($K_в$) при n = 2 и $\bar{G}_в$=1 максимальное значение относительного нагрева воздуха и воды $K_{в2}$= 0,283, K_{w2}= 0,325.

Таблица 1.4

Тип обвязки по воде и по воздуху	Вид формулы
	$K_B = K_{B_1} \cdot \frac{G_{B_1}}{G_B} + K_{B_2} \cdot \frac{G_{B_2}}{G_B}$ $K_W = K_B \cdot \frac{C_p \cdot G_B}{C_W \cdot G_W}$
	$K_W = K_{W_1} + K_{W_2} - K_{W_1} \cdot K_{W_2}$ $K_B = K_W \cdot \frac{C_W \cdot G_W}{C_p \cdot G_B}$
	$K_B = K_{B_1} + K_{B_2} - K_{B_1} \cdot K_{B_2}$ $K_W = K_B \cdot \frac{C_p \cdot G_B}{C_m \cdot G_W}$
	$K_B = K_{B_1} + K_{B_2} - K_{B_1} \cdot K_{B_2} - K_{W_1} \cdot K_{B_2}$ $K_W = K_B \cdot \frac{C_p \cdot G_B}{C_W \cdot G_W}$
	$K_B = \frac{K_{B_1} + K_{B_2} - K_{B_1} \cdot K_{B_2} - K_W \cdot K_{B_2}}{1 - K_{B_1} \cdot K_{W_2}}$ $K_W = K_B \cdot \frac{C_p \cdot G_B}{C_W \cdot G_W}$

Вычисляем требуемое число рядов по формуле (2.4)

$$n = 2\,\frac{\ell n\,(I - K_{вр})}{\ell n\,(I - K_{в2})} = 2\,\frac{\ell n\,(I - 0{,}758)}{\ell n\,(I - 0{,}283)} = 8{,}53\,.$$

Принимаем число рядов $n = 9$.

В связи с округлением числа рядов значения коэффициентов $K_{в2}$ и K_{w2} для параллельной обвязки по ходу воздуха могут быть уточнены

$$K_{в2} = I - (I - K_{вр})^{\frac{2}{9}} = I - (I - 0{,}758)^{\frac{2}{9}} = 0{,}270\,.$$

Значение относительного нагрева K_{w2} определяем по кривой $K_w(K_в)$ при $n = 2$, $\bar{G}_в = I$ и $K_в = 0{,}270$

$$K_{w2} = 0{,}370.$$

7. Вычисляем расход воды по формуле (2.5)

$$G_w = 0{,}29 \cdot \frac{9}{2} \cdot \frac{0{,}270}{0{,}370} \cdot 160000 = 151000 \text{ кг/ч}\,.$$

8. Гидравлическое сопротивление девятирядного воздухоохладителя определяем по точке пересечения луча, проведенного из начала координат через точку $(K_{в2}, K_{w2})$ с кривой $\Delta P_w/\bar{G}_в^2$, соответствующей $n = 2$. Значение $\Delta P_w/\bar{G}_в^2$ составляет 32100 кг/м^2. Гидравлическое сопротивление составит

$$\Delta P_w = \left(\Delta P_w/\bar{G}_в^2\right)\cdot\left(G_в/G_{ном}\right)^2 = 32100 \cdot I^2 = 32100 \text{ кг/м}^2.$$

9. Определяем конечную температуру воды, исходя из теплового баланса (значение K_w не может быть определено из графика $K_w(K_в)$ при $n = 9$)

$$t_{wк} = (t_{нр} - t_{кр})\cdot C_р G_в / C_w G_w + t_{wн} =$$

$$= (25{,}8 - 10{,}8)\cdot \frac{0{,}29 \cdot 160000}{151000} + 6 = 10{,}6^{\circ}C\,.$$

Последовательность проведения расчетов при решении обратных задач

I. По заданному значению начальной температуры воды определяем t_o, используя соотношение $t_o - t_{wн} = 3 \div 6^0C$.

2. На $i-d$ диаграмме проводим построение условного сухого режима, используя исходные значения $t_{вн}$, $i_{вн}$ и выбранное значение температуры $t_{wн}$ и определяем величину $t_{нр}$.

3. Зная величины расходов воздуха и охлаждающей воды, вычисляем отношение водяных эквивалентов B

$$B = \frac{C_p G_в}{C_w G_w} .$$

4. В соответствии с перечнем номограмм, описывающих характеристики воздухоохладителей различной воздухопроизводительности и обвязки по холодоносителю, выбираем лист, на котором приведены характеристики исходного воздухоохладителя и проводим прямую $K_w = BK_в$.

5. Координаты точки пересечения этой прямой с зависимостью $K_w(K_в)$ для соответствующего числа рядов определяют рабочие значения величин относительных нагревов $K_{wр}$ и $K_{вр}$.

6. Вычисляем расчетное значение температуры $t_{кр}$ по формуле

$$t_{кр} = t_{нр} - K_{вр}(t_{нр} - t_{wн})$$

и с помощью соответствующего построения на $i-d$ диаграмме, аналогично приведенному на рис.I, определяем величины $i_{вк}$ и $t_{вк}$.

Гидравлическое сопротивление, конечные температуры воды и величина аэродинамического сопротивления воздухоохладителя мо-

гут быть вычислены аналогично п.п. 7, 8, 9 последовательности проведения расчетов при решении прямых задач.

Пример 6

Исходные данные: производительность по воздуху $V = 63000$ м^3/ч; начальные параметры воздуха $t_{вн} = 33{,}5^0$С, $i_{вн} = 15$ ккал/кг; начальная температура и расход охлаждающей воды: $t_{wн} = 5^0$С, $G_w = 28250$ кг/ч; количество рядов воздухоохладителя $n = 6$. Обвязка теплообменников параллельная по фронту и ходу воздуха.

I. Выбираем величину $t_o = 8{,}5^0$С в соответствии с соотношением $t_o - t_{wн} = 3 \div 6^0$С.

2. Проводим построения на $i-d$ диаграмме (рис.7) и определяем величину $t_{нр} = 44{,}2^0$С.

3. Вычисляем соотношение эквивалентов

$$B = \frac{0{,}29 \cdot 63000}{28250} = 0{,}647.$$

4. В соответствии с заданной схемой обвязки воздухоохладителя проводим на листе 5 приложения 4 прямую $K_w = 0{,}647\,K_в$

5. Координаты точки пересечения этого луча с графиком $K_w(K_в)$ при $n = 6$.

$K_в = 0{,}537$; $K_w = 0{,}348$.

6. Вычисляем значение расчетной конечной температуры воздуха

$$t_{кр} = 44{,}2 - 0{,}537\,(44{,}2 - 5) = 23{,}1^0\text{С}$$

и, проведя построение на $i-d$ диаграмме (рис.7), определяем $i_{вк} = 9{,}8$ ккал/кг, $t_{вк} = 18{,}8^0$С.

7. Аналогично п.7, 8, 9 последовательности проведения расчетов при решении прямых задач находим

$\Delta P_w = 1100$ кг/м^2, $t_{wк} = 18{,}6^0$С, $\Delta P_a = 29{,}5$ кг/м^2.

Таблица 1.5

Настен.	К-во рядов	Индекс	Тип конв.	К-во базовых теплообменников 1 м	1,25 м	1,5 м	2 м	Тепло-отдающ пов-ть, м²	Площадь фронтал. сечен. м²
Без обводного канала ВН	1	01.10110	КТЦ-2 10	—	1	—	—	15,1	1,03
	2	01.10210						30,2	
	1	02.10110	КТЦ-2 20	—	1	—	—	30,2	2,07
	2	02.10210						60,4	
	1	03.10110	КТЦ-2 31,5	—	—	—	1	48,9	3,31
	2	03.10210						97,8	
	1	04.10110	КТЦ-2 40	1	—	1	—	60,3	4,14
	2	04.10210						120,6	
	1	06.10110	КТЦ-2 63	—	—	—	2	97,8	6,62
	2	06.10210						195,6	
	1	08.10110	КТЦ-2 80	2	—	2	—	120,6	8,28
	2	08.10210						241,2	
	1	12.10110	КТЦ-2 125	—	—	—	4	195,6	13,24
	2	12.10210						391,2	
	1	16.10110	КТЦ-2 160	—	—	4	2	243,4	16,56
	2	16.10210						486,8	
	1	20.10110	КТЦ-2 200	—	—	—	6	293,4	19,86
	2	20.10210						586,8	
	1	25.10110	КТЦ-2 250	—	—	6	3	365,1	24,84
	2	25.10210						730,2	
Для обводного канала или клапана ВНО	1	01.11110	КТЦ-2 10	1	—	—	—	11,95	0,82
	2	01.11210						23,9	
	1	02.11110	КТЦ-2 20	1	—	—	—	23,9	1,65
	2	02.11210						47,8	
	1	03.11110	КТЦ-2 31,5	—	—	1	—	36,4	2,47
	2	03.11210						72,8	
	1	04.11110	КТЦ-2 40	—	—	—	1	48,9	3,31
	2	04.11210						97,8	
	1	06.11110	КТЦ-2 63	—	—	2	—	72,8	4,94
	2	06.11210						145,6	
	1	08.11110	КТЦ-2 80	—	—	—	2	97,8	6,62
	2	08.11210						195,6	
	1	12.11110	КТЦ-2 125	—	—	4	—	145,6	9,88
	2	12.11210						291,2	
	1	16.11110	КТЦ-2 160	—	—	—	4	195,6	13,24
	2	16.11210						391,2	
	1	20.11110	КТЦ-2 200	—	—	6	—	218,4	14,82
	2	20.11210						436,8	
	1	25.11110	КТЦ-2 250	—	—	—	6	293,4	19,86
	2	25.11210						586,8	

РАЗДЕЛ III

МЕТОДИКИ РАСЧЁТА И ВЫБОРА КАМЕР ОРОШЕНИЯ

В "Руководящем материале по типовым центральным кондиционерам КТЦ2", часть I приведена информация о двух камерах орошения - ОКС-2 и ОКФ, которыми в зависимости от номера базовой схемы компоновки комплектуются кондиционеры КТЦ2.

Методика расчета камер орошения базируется на экспериментальных и теоретических исследованиях, проведенных во ВНИИкондиционере [2,9, I0, II, I2, I3, I4, I5, I6, I7, I9, 20, 21]. Основными расчетными уравнениями являются:

$$\Delta i = a_1 \cdot \overline{\Delta i_o} \qquad (3.1)$$

$$\Delta t_в = E\,\Delta t_н + b\left(1 - \frac{E}{a_1}\right)\Delta i \qquad (3.2)$$

Здесь: $\Delta i = i_{вк} - i_{вн}$; $\Delta t_в = t_{вк} - t_{вн}$; $\Delta i_н = W_н - i_{вн}$;

$\Delta t_н = t_{wн} - t_{вн}$; $\overline{\Delta i_o} = \Delta i_н\left(1 + \alpha\Delta i_н + \beta\overline{W_н}\right)$; $\overline{W_н} = W_н - W_m$;

$\overline{\Delta i_o}$ - приведенный энтальпийный напор;

$t_{вн}$, $i_{вн}$, $t_{вк}$, $i_{вк}$ - начальные и конечные значения температур, ^oC, и энтальпий воздуха, $\frac{ккал}{кг}$;

$t_{wн}$ - начальная температура воды, ^oC;

$W_н$ - энтальпия насыщенного воздуха, $\frac{ккал}{кг}$, при температуре $t_{wн}$;

$W_m = 12{,}9\ \frac{ккал}{кг}$;

$E = \frac{t_{вн} - t_{вк}}{t_{вн} - t_м}$ - эффективность охлаждения воздуха в адиабатическом режиме;

$t_м$ - температура воздуха по "мокрому" термометру, ^oC;

a_1 - приведенный коэффициент энтальпийной эффективности;

α, β и b - коэффициенты, равные $\alpha = 0{,}003$ кг/ккал; $\beta = -0{,}0147$ кг/ккал; $b = 1{,}38$ кг·^oC/ккал.

Величины E и a_1 зависят от конструктивных характеристик камер орошения и гидродинамических условий обработки воздуха. Методика определения этих величин для горизонтальных камер орошения приведена в [I9]. Приближенно они могут быть определены по аппроксимирующим зависимостям:

$$E = 1 - \exp(-A_1 M^{\alpha_1}), \qquad (3.3)$$

$$a_1 = 1 - \exp(-A_2 M^{\alpha_2}), \qquad (3.4)$$

где M - коэффициент орошения;

A_1, A_2, α_1 и α_2 - коэффициенты, зависящие от конструктивных параметров камер орошения.

Значения этих коэффициентов приведены в табл.3.I.

Таблица 3.I

Тип кондиционера	Тип тепломассообменного оборудования	Исполнение	Коэффициенты A_1	α_1	A_2	α_2
КТЦ2-I0	ОКФ	I	0,88	I,75	0,46	I,20
		2	0,74	I,75	0,42	I,20
КТЦ2-20	ОКФ	I	I,I5	I,75	0,5I	I,20
		2	0,95	I,75	0,48	I,20
КТЦ2-3I,5÷80	ОКФ	I	I,72	I,75	0,59	I,20
		2	I,30	I,75	0,54	I,20
КТЦ2-3I,5÷80	ОКС-2 политропическая система	-	0,6I	2,I7	0,45	I,I8
	ОКС-2 адиабатическая система*	-	3,02	I,89	-	-

*По данным ЦНИИЭПинженерного оборудования теплотехнические характеристики адиабатических систем камер орошения ОКС-2 и оросительных систем БТМ-2 совпадают.

В приложении 6 приведены номограммы для расчета камер орошения, построенные на основании зависимостей (3.I÷3.4). Графический материал номограмм на листах I,3 приложения 6 расположен в трех квадрантах координатной плоскости. Ось ординат первого квадранта является осью a_1. Ось абсцисс - ось величин изменения теплосодер-

жания (Δi) обрабатываемого воздуха (для удобства построений эта ось размещена в верхней части номограммы). На оси ординат второго квадранта, совмещенной с осью a_1, отложены значения E в том же масштабе, что и a_1. Ось абсцисс второго квадранта - ось коэффициентов орошения μ (для удобства построений эта ось также размещена в верхней части номограммы).

В правой части четвертого квадранта номограмм на оси ординат отложены значения t_{wH}.

В первом квадранте номограмм построены лучи, каждый из которых соответствует постоянному значению приведенного энтальпийного напора $\overline{\Delta i_o}$. Эти значения определяются точками пересечения лучей с линией $a_1=I$, которая проградуирована на номограммах в значениях $\overline{\Delta i_o}$ в ккал/кг. Вертикальный луч ($\overline{\Delta i_o}=0$) соответствует адиабатическому режиму и делит первый квадрант на две части: левую, соответствующую режимам обработки воздуха с понижением теплосодержания, и правую - с повышением теплосодержания.

Во втором квадранте построены зависимости $E(\mu)$ и $a_1(\mu)$.

В четвертом квадранте номограммы нанесены линии постоянных значений t_{MH}.

В тех случаях, когда адиабатическое охлаждение воздуха в камерах ОКС-2 осуществляется с помощью противоточной системы орошения, расчет проводится по графику на листе 2 приложения 6.

Обычно при теплотехническом расчете камер орошения встречаются два вида задач - прямые и обратные. Прямые задачи представляют собой определение расхода и начальной температуры орошающей воды при заданных расходе, начальных и конечных состояниях обрабатываемого воздуха (подбор камеры орошения). Определение конечных параметров воздуха при заданных значениях начальных параметров и расходов воздуха и воды (поверочный расчет) является обратной задачей.

Приведенные номограммы позволяют проводить теплотехнические расчеты обоих типов задач.

Последовательность проведения расчетов при решении прямых задач (расчеты выполняются в соответствии с методикой, изложенной в [9, I4]).

I. По исходным значениям начальных и конечных параметров воздуха определяем в первом приближении значения коэффициента E' (коэффициент E' предложен Е.Е.Карписом [I8])

$$E' = 1 - \frac{t_{вк} - t_{мк}}{t_{вн} - t_{мн}} .$$

2. По кривой $E(\mu)$ во втором квадранте номограммы находим μ' и по кривой $d_1(\mu) - d_1'$. Через полученную точку на кривой $d_1(\mu)$ проводим горизонтальную линию до пересечения в первом квадранте с вертикальной линией заданного Δi . Через точку пересечения проводим луч $\overline{\Delta i_o} = const$ до пересечения с осью $\overline{\Delta i_o}$. Из точки пересечения проводим вертикальную прямую до пересечения с соответствующей линией $t_{мн}$ в четвертом квадранте. Ордината полученной при этом точки в четвертом квадранте определяет искомое значение $t_{мн}$ в первом приближении.

3. Определяем в первом приближении значение конечной температуры воздуха по сухому термометру

$$t'_{вк} = t_{вн} + E'\Delta t_н + B\left(1 - \frac{E'}{d_1'}\right)\Delta i .$$

4. Если величина $(t'_{вк} - t_{вк})$ больше допустимой погрешности, повторяем процедуру расчета. При этом значение E'' во втором приближении вычисляем по формуле:

$$E'' = 1 - \frac{t_{вк} - t_{мк} - (t'_{вк} - t_{вк})}{t_{вн} - t_{мн}} .$$

Второе приближение, как правило, оказывается достаточным для достижения инженерной точности расчета.

Частным случаем рассматриваемой прямой задачи является расчет камер орошения на заданную теплопроизводительность. При этом необходимо задаться начальными значениями температуры либо расхода воды.

В первом случае по известным начальным значениям температур воды и воздуха по мокрому термометру определяем точку в четвертом квадранте номограммы. Из полученной точки проводим вертикальную линию до пересечения с осью $\overline{\Delta i}_0$ первого квадранта. Проводим через точку пересечения луч $\overline{\Delta i}_0 = const$ до пересечения с вертикальной прямой $\Delta i = Q/G_6$. Ордината полученной точки определяет величину a_1. Абсцисса соответствующей точки на линии $a_1(M)$ - искомый коэффициент орошения M.

Во втором случае расчет камеры орошения на заданную теплопроизводительность при известных начальных значениях параметров воздуха и расхода воды проводим следующим образом.

По известному значению M определяем по графику $a_1(M)$ во втором квадранте номограммы значение a_1. Через точку в первом квадранте с координатами a_1 и Δi проводим луч $\overline{\Delta i}_0 = const$ до пересечения с осью $\overline{\Delta i}_0$. Из полученной точки пересечения проводим вертикальную линию до пересечения в четвертом квадранте с линией $t_{мн}$, соответствующей заданному значению начальной температуры воздуха по мокрому термометру. Ордината полученной при этом точки определяет искомое значение $t_{wн}$ начальной температуры воды.

При расчете камер орошения в адиабатическом режиме по известным значениям начальной и конечной температуры воздуха, а также температуры воздуха по мокрому термометру определяется значение коэффициента эффективности охлаждения воздуха в адиабатическом режиме - E. Полученное значение E откладываем на оси ординат второго квадранта и проводим горизонталь до пересечения с

кривой $E(\mu)$, абсцисса полученной точки пересечения определяет искомое значение μ.

В тех случаях, когда адиабатическое охлаждение воздуха в камерах ОКС-2 осуществляется с помощью противоточной системы орошения, расчет проводится с использованием графика на листе 2 приложения 6.

Последовательность проведения расчетов при решении обратной задачи.

I. Из точки на оси ординат $t_{wн}$ четвертого квадранта, соответствующей исходному значению $t_{wн}$, проводится горизонтальная прямая до пересечения с кривой заданной начальной температуры воздуха $t_{мн}$ по мокрому термометру. Через полученную точку пересечения проводится вертикаль до пересечения с осью $\overline{\Delta i}_0$ первого квадранта.

2. Из точки заданного μ на оси μ второго квадранта проводится вертикаль до пересечения с соответствующей кривой $d_1(\mu)$

3. Искомая точка в первом квадранте, соответствующая процессу в камере орошения, лежит на пересечении горизонтальной прямой, проведенной через точку пересечения во втором квадранте, и лучом первого квадранта, проходящим через полученную в п.I точку пересечения на оси $\overline{\Delta i}_0$. Абсцисса Δi искомой точки определяет изменение энтальпии обрабатываемого воздуха.

4. Конечное значение энтальпии воздуха определяется по формуле

$$i_{вк} = i_{вн} + \Delta i .$$

5. Конечное значение температуры воздуха определяется по зависимости (3.2), причем значения коэффициентов E и d_1 определяются как ординаты E и d_1 точек пересечения вертикали по п.2 с соответствующими кривыми $E(\mu)$ и $d_1(\mu)$.

Примеры расчета и выбора камер орошения

Пример I

Исходные данные: кондиционер КТЦ2-63, схема 7, производительность кондиционера по воздуху (при нормальных условиях): $V = 75000$ м^3/ч; начальные и конечные параметры воздуха: $i_{вн} = 12{,}9$ ккал/кг, $t_{вн} = 28{,}5^0$С, $t_{мн} = 18{,}8^0$С, $i_{вк} = 7{,}9$ ккал/кг, $t_{вк} = 12^0$С; $t_{мк} = 11{,}6^0$С; барометрическое давление $P_б = 760$ мм рт.ст..

Необходимо определить начальную температуру $t_{wн}$ и расход G_w охлаждающей воды (прямая задача).

Рассчитываем камеру орошения ОКС-2 06.01201.

I. Вычисляем величину изменения энтальпии

$$\Delta i = i_{вк} - i_{вн} = 7{,}9 - 12{,}9 = -5{,}0 \ \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}.$$

2. Вычисляем в первом приближении

$$E' = 1 - \frac{12 - 11{,}6}{28{,}5 - 18{,}8} = 0{,}96.$$

По кривой $E(\mu)$ во втором квадранте номограммы (лист I приложения 6) находим $\mu = 2{,}15$ (точка I).

3. По кривой $a_1(\mu)$ во втором квадранте определяем $a_1' = 0{,}67$ (точка 2).

4. Проводим через точку 2 на кривой $a_1(\mu)$ ($a_1' = 0{,}67$) горизонтальную линию до пересечения (точка 3) в первом квадранте номограммы с вертикалью $\Delta i = -5{,}0 \ \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$.

5. Через полученную точку 3 проводим луч $\bar{\Delta} i_0 = \text{const}$ до пересечения с осью $\bar{\Delta} i_0$ и затем вертикальную линию до пересечения (точка 4) в четвертом квадранте номограммы с линией $t_{мн} = 19{,}0^0$С.

6. Ордината полученной точки 4 в четвертом квадранте определяет начальную температуру воды $t_{wн} = 7{,}9^0$С.

7. Вычисляем конечную температуру воздуха по формуле

$$t'_{вк} = t_{вн} + E' \Delta t_н + b\left(1 - \frac{E'}{a_1'}\right) \Delta i =$$

$$= 28,5 + 0,96(7,9 - 28,5) + I,38(I - \frac{0,96}{0,67}) \cdot (-5) = II,7^{0}C .$$

8. Вычисляем во втором приближении

$$E'' = I - \frac{I2 - II,6 + (I2 - II,7)}{28,5 - I9,0} = 0,926 .$$

9. На кривой $E(\mathcal{M})$ во втором квадранте номограммы находим $\mathcal{M} = I,96$ (точка 5).

I0. По кривой $d_1(\mathcal{M})$ во втором квадранте определяем $d_1'' = 0,63I$ (точка 6).

II. Проводим через точку 6 на кривой $d_1(\mathcal{M})$ горизонтальную линию до пересечения в первом квадранте с вертикалью $\Delta i = -5,0$ $\frac{ккал}{кг}$ (точка 7).

I2. Через полученную точку 7 проводим луч $\bar{\Delta} i_0 = const$ до пересечения с осью $\bar{\Delta} i_0$ и затем вертикальную прямую до пересечения в четвертом квадранте номограммы с линией $t_{мн} = I9,0^{0}C$ (точка 8).

I3. Ордината полученной точки 8 в четвертом квадранте номограммы определяет начальную температуру воды $t_{wн} = 7,25^{0}C$.

I4. Вычислим конечную температуру воздуха

$$t_{бк} = 28,5 + 0,926(7,25 - 28,5) + I,38(I - \frac{0,926}{0,63I}) \cdot (-5) = I2,0^{0}C .$$

I5. Вычисляем расход охлаждающей воды

$$G_w = I,96 \cdot 75000 \cdot I,2 = I76000 \text{ кг/ч} .$$

Пример 2

Исходные данные: кондиционер КТЦ2-40, схема 7, производительность по воздуху (при нормальных условиях) $V = 50000$ м^3/ч, начальные параметры воздуха $i_{бн} = I6,3$ ккал/кг, $t_{бн} = 32^{0}C$, $t_{мн} = 23,I^{0}C$, барометрическое давление $P_б = 760$ мм рт.ст., начальная температура воды $t_{wн} = I2^{0}C$, коэффициент орошения

$M = 2,5$.

Необходимо определить конечные параметры воздуха $t_{вк}$, $i_{вк}$ (обратная задача).

Рассчитываем камеру орошения ОКС-2 04.0I20I.

I. Из точки $t_{мн} = I2^{0}C$ на оси $t_{мн}$ в четвертом квадранте номограммы (лист I приложения 6) проводим горизонтальную прямую до пересечения с линией $t_{мн} = 23,I^{0}C$ (точка 9).

2. Через полученную точку 9 проведем вертикальную линию до пересечения с осью $\overline{\Delta i}_{0}$ в первом квадранте.

3. Через указанную точку пересечения проводим луч $\overline{\Delta i}_{0} = const$

4. Из точки $M = 2,5$ на оси M во втором квадранте проводим вертикальную линию до пересечения с кривыми $E(M)$ и $a_{1}(M)$ (точки I2 и II). Ординаты точек пересечения определяют значения соответственно $E = 0,987$; $a_{1} = 0,735$.

5. Через точку II на кривой $a_{1}(M)$ во втором квадранте проводим горизонтальную линию до пересечения с лучом $\overline{\Delta i}_{0} = const$ (по п.3) в точке I0 первого квадранта.

6. Абсцисса Δi точки I0 определяет значение изменения энтальпии воздуха $\Delta i = -6,27 \frac{ккал}{кг}$.

Конечную энтальпию воздуха вычисляем по формуле:

$$i_{вк} = i_{вн} + \Delta i = I6,3 - 6,27 = I0,03 \text{ ккал/кг}$$

7. Вычисляем значение конечной температуры воздуха по формуле:

$$t_{вк} = t_{вн} + E(t_{мн} - t_{вн}) + B\left(1 - \frac{E}{a_{1}}\right)\Delta i =$$

$$= 32 + 0,987\ (I2-32) + I,38\left(I - \frac{0,987}{0,735}\right)(-6,27) = I5,2^{0}C.$$

Пример 3

Исходные данные: кондиционер КТЦ2-I25, производительностью по воздуху (при нормальных условиях) I25000 $м^{3}/ч$; начальные параметры воздуха $i_{вн} = I2,9$ ккал/кг; $t_{вн} = 28,5^{0}C$; $t_{мн} = I8,8^{0}C$;

конечные параметры воздуха $i_{в к}$ = 9,65 ккал/кг, $t_{в к}$ = I5°C, $t_{м к}$ = I4,I°C, барометрическое давление $P_б$ = 745 мм рт.ст..

Необходимо определить начальную температуру $t_{w н}$ и расход G_w охлаждающей воды (прямая задача) в камере орошения ОКФ I2.0I300 исполнения 2.

I. Вычисляем изменение энтальпии

$$\Delta i = i_{в к} - i_{в н} = 9,65 - I2,9 = -3,25 \text{ ккал/кг}.$$

2. Вычисляем в первом приближении

$$E' = I - \frac{I5 - I4,I}{28,5 - I8,8} = 0,907.$$

По кривой $E(\mu)$ во втором квадранте номограммы (лист 3 приложения 6) находим μ = I,43 (точка I).

3. При μ = I,43 на кривой $d_1(\mu)$ во втором квадранте определяем d_1' = 0,563 (точка 2).

4. Проводим через точку 2 на кривой $d_1(\mu)$ (d_1' =0,563) горизонтальную линию до пересечения (точка 3) в первом квадранте номограммы с вертикалью Δi = - 3,25 $\frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$.

5. Через полученную точку 3 проводим луч $\overline{\Delta i}_0 = const$ до пересечения с осью $\overline{\Delta i}_0$ и затем вертикальную линию до пересечения (точка 4) в четвертом квадранте номограммы с линией $t_{м н}$= I8,8°C.

6. Ордината полученной точки 4 в четвертом квадранте определяет начальную температуру воды $t_{w н}$ = I0,2°C.

7. Вычисляем конечную температуру воздуха по формуле:

$$t_{в к}' = t_{в н} + E' \Delta t_н + b\left(1 - \frac{E}{d_1'}\right)\Delta i =$$

$$= 28,5 + 0,907(I0,2 - 28,5) + I,38\left(I - \frac{0,907}{0,563}\right)(-3,25) = I4,64°C.$$

8. Вычисляем во втором приближении

$$E'' = I - \frac{I5 - I4,I + (I5 - I4,64)}{28,5 - I8,8} = 0,870.$$

9. На кривой $E(M)$ во втором квадранте номограммы находим M =I,3 (точка 5).

I0. По кривой $a(M)$ во втором квадранте определяем a_1'' = 0,520 (точка 6).

II. Проводим через точку 6 на кривой $a_1(M)$ горизонтальную линию до пересечения в первом квадранте с вертикалью Δi = -3,25 $\frac{ккал}{кг}$ (точка 7).

I2. Через полученную точку 7 проводим луч $\overline{\Delta i}_0$ = const до пересечения с осью $\overline{\Delta i}_0$ и затем вертикальную прямую до пересечения в четвертом квадранте номограммы с линией $t_{мн}$ = I8,8°C (точка 8).

I3. Ордината полученной точки 8 в четвертом квадранте номограммы определяет начальную температуру воды $t_{wн}$ = 9,3°C.

I4. Вычисляем конечную температуру воздуха

$$t_{вк} = 28,5 + 0,87(9,3-28,5) + I,38(I - \frac{0,87}{0,52})(-3,25) = I4,82^{\circ}C .$$

Полученная точность (заданное значение $t_{вк}$ = I5°C) вполне удовлетворительна.

I5. Вычисляем расход орошающей воды

$$G_w = I,3 \cdot I25000 \cdot I,2 = I95000 \text{ кг/ч} .$$

Пример 4

Исходные данные: кондиционер КТЦ2-20, производительность по воздуху V = 20000 м^3/ч, начальные параметры воздуха $i_{вн}$ =I2,9ккал/кг $t_{вн}$ = 28,5°C, $t_{мн}$ = I8,8°C, холодопроизводительность I20000ккал/ч, барометрическое давление $P_б$ = 745 мм рт.ст., начальная температура воды $t_{wн}$ = 8°C.

Необходимо определить расход охлаждающей воды G_w (прямая задача - расчет на заданную холодопроизводительность).

Рассчитываем камеру орошения ОКФ 02.0I300 исполнения I.

I. Вычисляем значение изменения энтальпии

$$\Delta i = -\frac{120000}{20000 \cdot 1{,}2} = -5{,}0 \text{ ккал/кг}.$$

2. Проводим в четвертом квадранте горизонтальную прямую $t_{wн} = 8^{0}C$ (до пересечения с линией $t_{мн} = 18{,}8^{0}C$ (точка 9).

3. Из точки 9 проводим вертикаль до пересечения с осью $\bar{\Delta i}_{o}$ в первом квадранте.

4. Через точку пересечения проводим луч $\bar{\Delta i}_{o} = const$ до пересечения с вертикалью $\Delta i = -5{,}0$ ккал/кг (точка 10).

5. Ордината d_1 точки 10 определяет значение $d_1 = 0{,}675$.

6. Проводим горизонталь $d_1 = 0{,}675$ до пересечения с соответствующей кривой $d_1(\mu)$ во втором квадранте (точка 11).

7. Абсцисса μ точки 11 определяет искомое значение коэффициента орошения $\mu = 1{,}91$.

8. Через точку 11 проводим вертикаль $\mu = 1{,}91$ до пересечения с соответствующей кривой $E(\mu)$ (точка 12).

9. Ордината E точки 12 определяет значение E. В выбранном примере $E = 0{,}97$.

10. Вычисляем конечные параметры воздуха

$$i_{вк} = i_{вн} + \Delta i = 12{,}9 - 5 = 7{,}9 \text{ ккал/кг};$$

$$t_{вк} = 28{,}5 + 0{,}97(8 - 28{,}5) + 1{,}38\left(1 - \frac{0{,}97}{0{,}675}\right) \cdot (-5) = 11{,}63^{0}C.$$

11. Определяем расход охлаждающей воды

$$G_w = 1{,}2 \cdot 1{,}91 \cdot 20000 = 45840 \text{ кг/ч}.$$

Пример 5

Исходные данные: кондиционер КТЦ2-10, (камера орошения ОКФ -01..., исполнение 1), производительность по воздуху $V = 10000$ м^3/ч, начальные параметры воздуха и воды $i_{вн} = 2{,}5$ ккал/кг, $t_{вн} = 5^{0}C$, $t_{мн} = 0{,}5^{0}C$, $t_{wн} = 20^{0}C$, барометрическое давление $P_б = 745$ мм рт.ст., расход охлаждающей воды $G_w = 12000$ кг/ч.

Необходимо определить конечные параметры воздуха $t_{вк}$ и $i_{вк}$ (обратная задача).

I. Вычисляем коэффициент орошения

$$M = \frac{I2000}{I,2 \cdot I0000} = I,0 .$$

2. Из точки $t_{wн} = 20^{0}C$ на оси $t_{wн}$ в четвертом квадранте номограммы (лист 3 приложения 6) проводим горизонтальную прямую до пересечения с линией $t_{мн} = 0,5^{0}C$ (точка I3).

3. Через полученную точку проводим вертикальную линию до пересечения с осью $\bar{\Delta}i_{o}$ в первом квадранте.

4. Через указанную точку, лежащую на оси $\bar{\Delta}i_{o}$, проводим луч $\bar{\Delta}i_{o} = const$.

5. Из точки $M = I,0$ на оси M во втором квадранте проводим вертикальную линию до пересечения с кривыми $E(M)$ и $a_{1}(M)$ (точки I6 и I5).

6. Ординаты точек пересечения определяют значения соответственно $E = 0,586$ и $a_{1} = 0,369$.

7. Через точку I5 на кривой $a_{1}(M)$ проводим горизонтальную прямую до пересечения с ранее построенным лучом $\bar{\Delta}i_{o} = const$ в точке I4.

8. Абсцисса точки I4 в первом квадранте определяет значение изменения энтальпии воздуха $\Delta i = 4,2$ ккал/кг.

9. Вычисляем конечные параметры воздуха

$$i_{вк} = i_{вн} + \Delta i = 2,5 + 4,2 = 6,7 \text{ ккал/кг} .$$

$$t_{вк} = t_{вн} + E\,\Delta t_{н} + B\left(1 - \frac{E}{a_{1}}\right)\cdot \Delta i =$$

$$= 5 + 0,586\ (20 - 5) + I,38\left(I - \frac{0,586}{0,369}\right)\cdot 4,2 = I0,4^{0}C .$$

Пример 6

Исходные данные: кондиционер КТЦ2-I0 (камера орошения ОКФ-0I..., исполнение 2) производительностью по воздуху

V = I0000 м^3/ч, начальные параметры воздуха $t_{вн}$ = 23^{0}С, $i_{вн}$ = I0,6 ккал/кг, $t_{мн}$ = I5,7^{0}С, холодопроизводительность Q = -4I400 ккал/ч, расход охлаждающей воды G_w = 24000 кг/ч.

Необходимо определить начальную температуру воды и конечную температуру воздуха $t_{wн}$ и $t_{вк}$.

I. Вычисляем изменение энтальпии

$$\Delta i = \frac{-4I400}{I,2 \cdot I0000} = -3,45 \text{ ккал/кг}.$$

2. Вычисляем коэффициент орошения

$$M = \frac{24000}{I,2 \cdot I0000} = 2.$$

3. Проводим во втором квадранте линию M = 2 до пересечения с соответствующими кривыми $a_1(M)$ и $E(M)$.

4. Ординаты соответствующих точек пересечения (точки I7 и I8) определяют значения a_1 = 0,6I9 и E = 0,9I7.

5. Проводим прямую линию a_1 = 0,6I9 до пересечения в первом квадранте с вертикалью Δi = -3,45 ккал/кг в точке I9.

6. Через полученную точку пересечения проводим луч Δi=const до пересечения с осью $\overline{\Delta i}_0$ и затем проводим вертикальную линию до пересечения в четвертом квадранте с линией $t_{мн}$ = I5,7^{0}С (точка 20).

7. Ордината полученной точки пересечения, лежащая в четвертом квадранте определяет значение $t_{wн}$ = 6,7^{0}С.

8. Определяем конечную температуру обработанного воздуха

$$t_{вк} = 23 + 0,9I7(6,7-23) + I,38\left(I - \frac{0,9I7}{0,6I9}\right)\cdot(-3,45) = I0,4^0\text{С}.$$

Пример 7

Исходные данные: кондиционер КТЦ2-3I,5 производительностью по воздуху V = 27000 м^3/ч, начальные и конечные параметры воздуха: $t_{вн}$ = 23,7^{0}С, $t_{вк}$ = 8,5^{0}С, $t_{мн}$ = $t_{мк}$ = 7,7^{0}С (адиа-

батический режим), $P_б$ = 745 мм рт.ст..

Необходимо определить коэффициент орошения μ и расход орошающей воды G_w в камере ОКФ 03.01300 (исполнение I).

I. Вычисляем коэффициент адиабатической эффективности

$$E = I - \frac{8,5 - 7,7}{23,7 - 7,7} = 0,95.$$

2. Полученное значение E откладываем на оси ординат второго квадранта номограммы (лист 3 приложение 6) и проводим горизонталь до пересечения с кривой $E(\mu)$. Абсцисса точки 2I пересечения определяет μ = I,38.

3. Определяем расход воды

$$G_w = I,38 \cdot 27000 \cdot I,2 = 44712 \text{ кг/ч}.$$

Пример 8

Исходные данные: кондиционер КТЦ2-80 (камера орошения ОКС-2-80*) производительностью по воздуху V = I00000 м^3/ч, начальные и конечные параметры воздуха: $t_{вн}$ = 23,7°С; $t_{вк}$ = 8,5°С; $t_{мн} = t_{мк}$ = 7,7°С (адиабатический режим), $P_б$ = 745 мм рт.ст..

I. Вычисляем коэффициент адиабатической эффективности:

$$E = I - \frac{8,5 - 7,7}{23,7 - 7,7} = 0,95.$$

2. Полученное значение E откладываем на оси ординат графика, приведенного на листе 2 приложения 6 и проводим горизонталь до пересечения с кривой $E(\mu)$. Абсцисса точки пересечения определяет μ = I,0.

3. Определяем расход воды

$$G_w = I,0 \cdot I00000 \cdot I,2 = I20000 \text{ кг/ч}.$$

*Адиабатическая система орошения

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КАМЕР ОРОШЕНИЯ

При расчете гидравлической системы и подборе насоса для подачи холодо- и теплоносителя в камеру орошения необходимо располагать гидравлическими характеристиками камер орошения. Такие характеристики в виде зависимостей $G_w(P_1)$ приведены в приложении 7 для камер орошения ОКФ двух исполнений, которые входят в состав кондиционеров КТЦ2-10÷КТЦ2-250 (лист I) и для камер орошения ОКС-2 (лист 2, кривые I-4 - адиабатическая система, лист 2, кривые 5-8 - политропическая система орошения).

Величина P_1, откладываемая на оси абсцисс соответствующих графиков, приведенных на листах I÷2 приложения 7, представляет собой избыточное давление на входе в коллектор камеры орошения. Для камер орошения ОКФ I2.0I300÷ОКФ 25.0I300 под P_1 подразумевается избыточное давление перед нижним коллектором.

Зависимости $G_w(P_1)$, приведенные в приложении 7, получены с использованием следующих расходных характеристик форсунок:

для форсунок ШФ 5/9: $q_ф = 410\sqrt{P_ф}$, кг/ч;

для форсунок УЦI4- I0xI5: $q_ф = 3740\sqrt{P_ф}$, кг/ч.

ЛИТЕРАТУРА

I. Динцин В.А., Щекин И.Р., Бондаренко В.Н. Гидравлические характеристики отечественных воздухонагревателей (калориферов).- В кн.: Проблемы совершенствования и развития оборудования для кондиционирования воздуха и вентиляции: Тезисы докладов. Харьков, 1979, с.104-106.

2. Разработка информационного письма по агрегатированным центральным кондиционерам с типовыми схемами обработки воздуха типа КТЦ: Отчет/ВНИИкондиционер, № ГР 76068000.Харьков, 1976, 61 с.

3. Бялый Б.И., Динцин В.А., Степанов А.В. Выбор поверхности различных типов воздухонагревателей.- В Кн.:Калориферные установки: Материалы семинара, М., МДНТП:1980, с.21-29.

4. Гинчерман И.Е. Расчет калориферных установок по расчетному и промежуточному режимам.- В кн.: Кондиционирование воздуха в промышленных и гражданских зданиях. Л., ЛДНТП, 1969, с.58-64.

5. Зингерман И.И., Коссовский Н.Ф., Степанов А.В. К расчету установок кондиционирования воздуха, питаемых горячей водой от ТЭЦ. - В кн.: Кондиционеростроение. Харьков, 1974 (Труды/ВНИИкондиционер; Вып. 3), с.22-28.

6. Исследование теплотехнических характеристик и выбор конструктивных параметров теплообменников поверхностных: Отчет/ВНИИкондиционер. №ГР 77064952. Харьков, 1977, 79 с.

7. Кокорин О.Я. Установки кондиционирования воздуха. М.:Машиностроение, 1978, с.92-138.

8. Бялый Б.И., Степанов А.В. Метод расчета процессов тепловлажностной обработки воздуха в поверхностных воздухоохладителях. - Холодильная техника, 1975, №6, с.33-36.

9. Бялый Б.И. Основные уравнения тепломассопереноса в ап-

паратах кондиционирования воздуха. - В кн.: Актуальные проблемы кондиционирования воздуха. Вроцлав, 1977, с.186-194.

10. Бялый Б.И. Теоретические основы исследования и расчета тепломассообменных аппаратов установок КВ. - В кн.:Кондиционеростроение. Харьков, 1978.(Труды/ВНИИкондиционер; Вып.7), с.8-16.

11. Динцин В.А. Исследование теплообмена и оптимизация конструкций камер орошения кондиционеров воздуха. Автореф. дис.... канд. техн. наук/ ВНИИкондиционер. Л.:ЛВВИСКУ, 1974, 130 с.

12. Степанов А.В. Исследование процессов регулирования тепловлажностной обработки воздуха в камерах орошения кондиционеров. Автореф. дис. ... канд. техн. наук/ВНИИкондиционер. Л.: ЛИТЛП, 1975, 155 с.

13. Исследование теплотехнических характеристик теплообменного оборудования центральных кондиционеров с форсированными режимами: Отчет/ВНИИкондиционер, № ГР 76061633. Харьков, 1976, 72 с.

14. Бялый Б.И., Степанов А.В. Представление теплотехнических характеристик камер орошения. - В кн.: Вентиляция и кондиционирование воздуха: Межвуз. темат. сборник. Рига,1978, №10, с.15-25.

15. Разработка руководящих технических материалов по расчету и выбору блоков кондиционеров центральных агрегатированных КТЦ 31,5-250: Отчет/ВНИИкондиционер, №ГР 78059948, Харьков, 1978, 60 с.

16. Юхно И.Ф. Исследование теплоаэродинамических характеристик и оптимизация камер орошения центральных кондиционеров применительно к процессу испарительного охлаждения воздуха. Автореф. дис. ... канд. техн. наук/ВНИИкондиционер.

Харьков: ХПИ, 1975, 195 с.

17. Соин И.В. Влияние схемного решения оросительной системы на эффективность политропической камеры. - В кн.: Кондиционеростроение. Харьков, 1978. (Труды/ВНИИкондиционер; Вып. 7), с.28-33.

18. Баркалов Б.В., Карпис Е.Е. Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях. М.: Издательство литературы по строительству, 1971, с.94-106.

19. Бялый Б.И., Степанов А.В. Прогнозирование характеристик камер орошения центральных кондиционеров. - В кн.: Кондиционеростроение. Харьков, ВНИИкондиционер, 1983. (Труды /ВНИИкондиционер; Вып.12), с.3-9.

20. Стефанов Е.В., Коркин В.Д. О распределении капель при дроблении жидкостными распылителями. - ИФЖ, т.XXVII, №3,1975, с. 430-434.

21. Стефанов Е.В., Коркин В.Д. Исследование дисперсного состава капель в форсуночных камерах установок искусственного климата, Известия ВУЗов. Строительство и архитектура, 1975, №2, с.144-151.

Приложение 8

ФОРТРАН-ПРОГРАММА ДЛЯ РАСЧЕТА ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ

Программа предназначена для расчета воздухоохладителей, скомпанованных из базовых теплообменников согласно приложению 3 настоящих руководящих материалов и обвязанных по холодоносителю параллельно или последовательно противоточно.

В результате расчета по известным параметрам воздуха и холодоносителя на входе в воздухоохладитель определяются конечные значения параметров воздуха (температура и влагосодержание) расход и потери гидравлического напора.

Указанные результаты расчета определяются для двенадцати вариантов, соответствующих числу рядов труб по ходу воздуха от I до I2.

При необходимости решения "прямой" задачи (выбора поверхности, расхода и начальной температуры холодоносителя) программа применяется несколько раз (метод последовательных приближений) до достижения требуемой точности по температуре и влагосодержанию воздуха на выходе из воздухоохладителя.

Программа реализует алгоритм решения системы дифференциальных уравнений тепломассообмена в поверхностных воздухоохладителях. При этом вся теплоотдающая поверхность разбивается на "сухую" и "смоченную" (вследствие выпадения конденсата) части. Граница указанных частей определяется в процессе вычислений по алгоритму "мокрого" теплообмена посредством сравнения текущего значения температуры поверхности с температурой "точки росы".

В режиме с влаговыпадением при вычислении термического сопротивления теплопередающего элемента учитывается термическое сопротивление пленки конденсата и сужение сечения для прохода воздуха. Толщина пленки конденсата оценивалась по данным эк-

сперимснтальных исследований воздухоохладителей.

Для решения системы дифференциальных уравнений в программе используются численные методы типа Рунге-Кутта. Как показали предварительные расчетные исследования, достаточная для инженерных расчетов точность достигается при шаге интегрирования соответствующем IO точкам по длине трубы ($N1$ =IO). При необходимости увеличения точности расчетов можно принимать ($IO < N1 \leqslant 99$).

Условные обозначения и размерности приведены в табл.I. При задании исходной информации необходимо учитывать соответствие величин NK, NGW и номера кондиционера (см.табл.2).

Таблица I

Перечень идентификаторов программы

Идентификатор	Содержание идентификатора	Ед.изм.
PБ	Барометрическое давление	мм рт.ст.
TH	Начальная температура воздуха	°C
XH	Начальное влагосодержание воздуха	г/кг
TWO	Начальная температура воды	°C
V	Скорость набегающего потока воздуха	м/с
WO	Скорость хладоносителя в трубке первого теплообменника по ходу воздуха	м/с
DW	Шаг изменения скорости хладоносителя	м/с
NW	Количество шагов по хладоносителю.	шт.
NK	Номер кондиционера (I÷8)	

Продолжение табл.I

Идентификатор	Содержание идентификатора	Ед.изм.
NOB	Признак обвязки 1-противоточная 0-параллельная	
N1	Количество расчетных точек по длине трубы (10÷99)	шт.
NGW	Количество повторений обвязок в кондиционере	шт.
TRE	Конечная температура воздуха	^{o}C
XRE	Конечное влагосодержание воздуха	г/кг
GWR	Расход холодоносителя	кг/ч
PWRE	Потери напора по холодоносителю	$кг/м^2$

Таблица 2

Перечень модульных обвязок

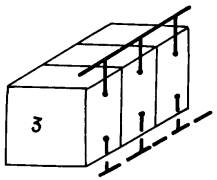
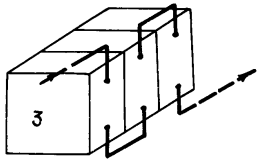
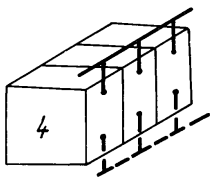
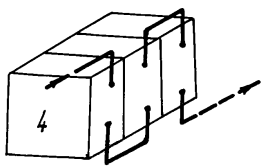
NK	КТЦ2	NGW
I	I0	I
2	20	I
3	30(60,I20,200)	I(2,4,6)
4	40 (80)	I (2)
5	60(I20,200)	I(2,3)
6	80	I
7	I20	I
8	I60 (250)	2(3)

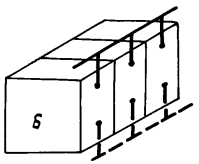
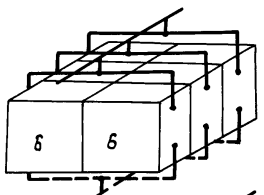
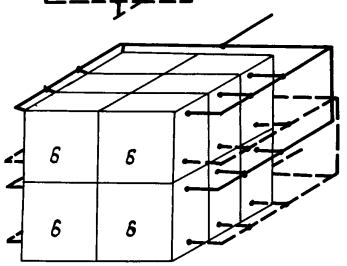
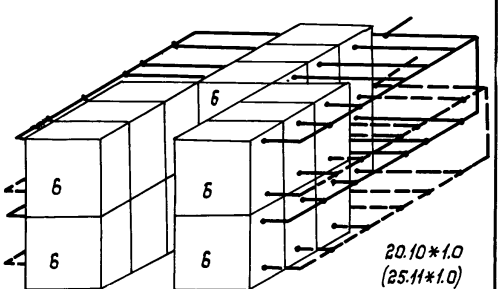
Перечень номограмм приложения 2
(воздухонагреватели)

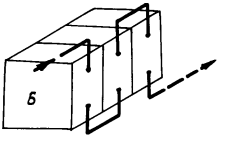
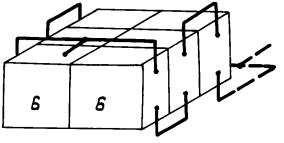
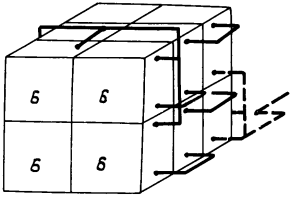
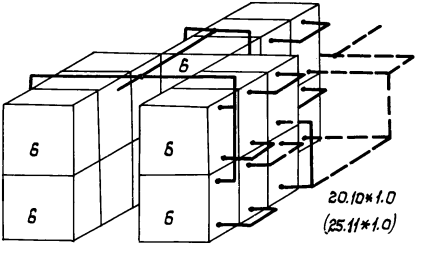
	Кондиционер	Индекс воздухонагревателей	Номера листов
без обвода по воздуху	КТЦ2-10	01.10*1.0	1,2
	КТЦ2-20	02.10*1.0	3,4
	КТЦ2-31,5	03.10*1.0	5,6
	КТЦ2-40	04.10*1.0	7,8
	КТЦ2-63	06.10*1.0	5,6,9
	КТЦ2-80	08.10*1.0	7,8
	КТЦ2-125	12.10*1.0	5,6,9
	КТЦ2-160	16.10*1.0	10,11,12
	КТЦ2-200	20.10*1.0	5,6,9
	КТЦ2-250	25.10*1.0	10,11,12
с обводным каналом	КТЦ2-10	01.11*1.0	13,14
	КТЦ2-20	02.11*1.0	15,16
	КТЦ2-31,5	03.11*1.0	17,18
	КТЦ2-40	04.11*1.0	19,20
	КТЦ2-63	06.11*1.0	17,18,21
	КТЦ2-80	08.11*1.0	19,20,22
	КТЦ2-125	12.11*1.0	17,18,21
	КТЦ2-160	16.11*1.0	19,20,22
	КТЦ2-200	20.11*1.0	17,18,21
	КТЦ2-250	25.11*1.0	19,20,22

Приложение 1 Лист 2 Листов 7

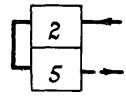
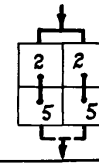
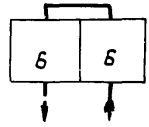
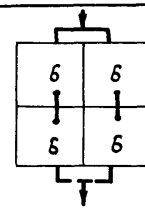
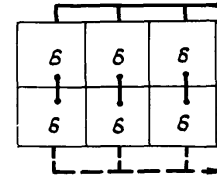
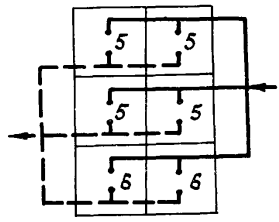
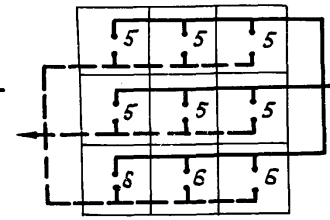
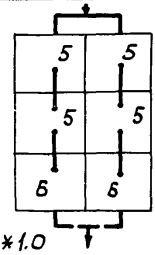
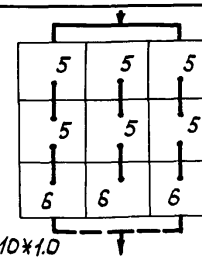
Содержание листов приложения 2

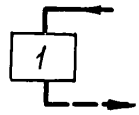
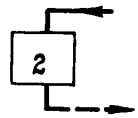
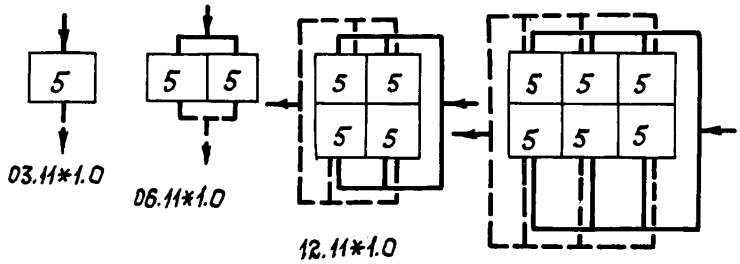
№ листа	Содержание листа приложения 2 (схема обвязки по фронту)	обвязка по ходу воздуха
1	2	3
Лист 1	 01.10*1.0	Параллельная
Лист 2	 01.20*1.0	Последовательная прямоточная
Лист 3	 02.10*1.0	Параллельная
Лист 4	 02.10*1.0	Последовательная прямоточная

1	2	3
Лист 5 Лист (19)	 03.10*1.0 (04.11*1.0)  06.10*1.0 (08.11*1.0)  12.10*1.0 (16.11*1.0)  20.10*1.0 (25.11*1.0)	Параллельная

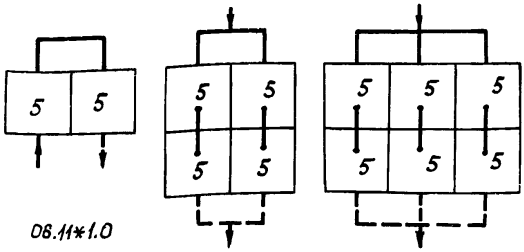
1	2	3
Лист 6 Лист (20)	 03.10*1.0 (04.11*1.0)  08.10*1.0 (08.11*1.0)  12.10*1.0 (16.11*1.0)  20.10*1.0 (25.11*1.0)	Прямоточная последовательная

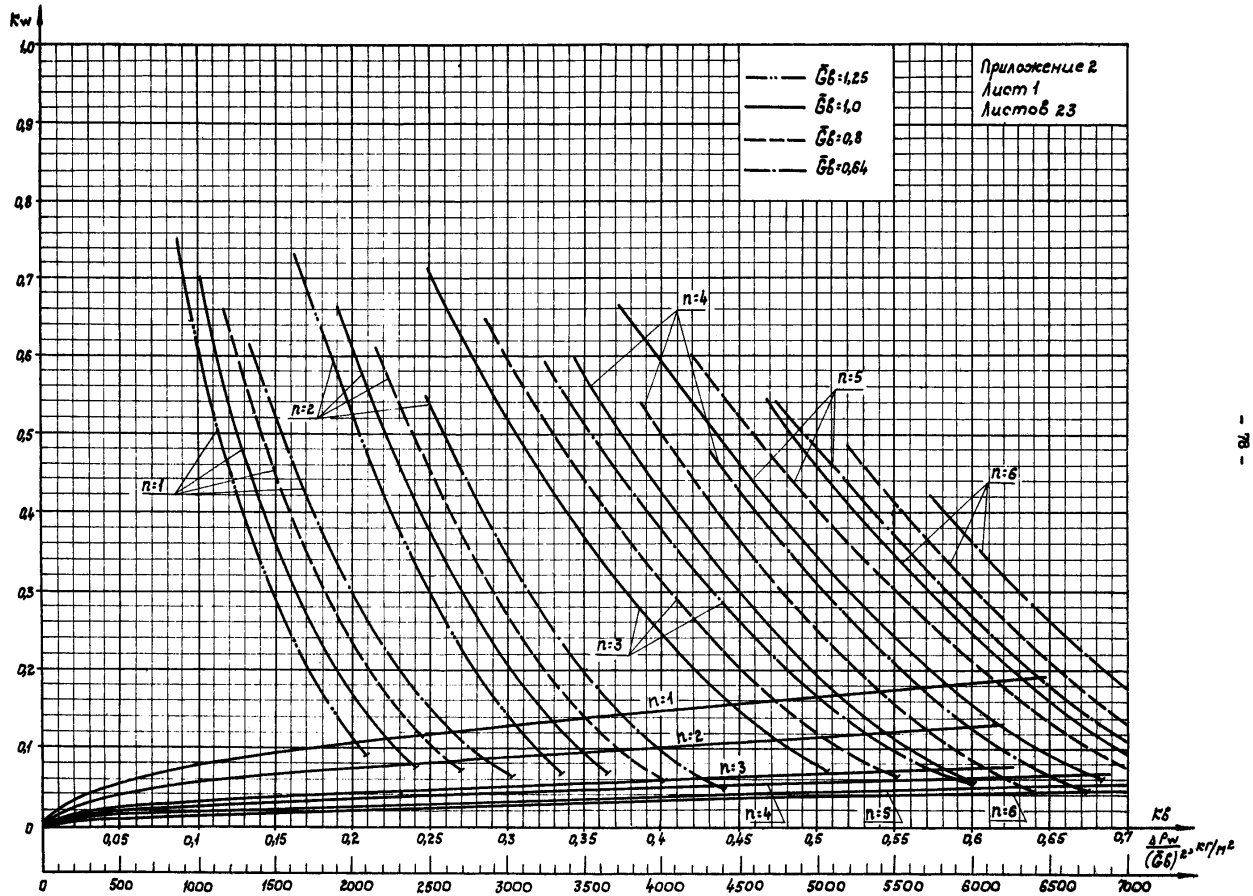
Приложение 1 Лист 5 Листов 7

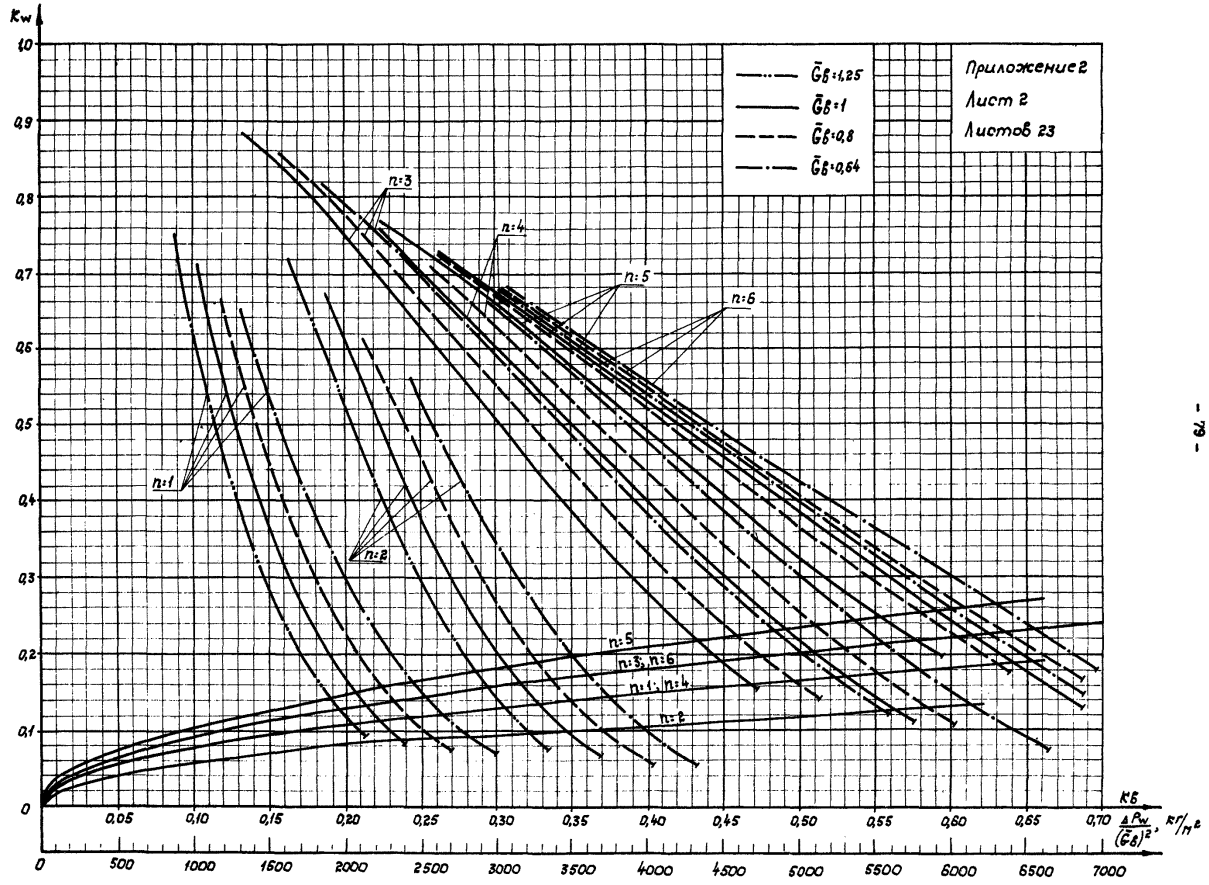
1	2	3
Лист 7	 04.10*1.0  08.10*1.0	Параллельная
Лист 8	см. лист 7	Последовательная прямоточная
Лист 9 (Лист 22)	 06.10*1.0 (08.11*1.0)  12.10*1.0 (16.11*1.0)  20.10*1.0 (25.11*1.0)	Параллельная
Лист 10	 16.10*1.0  25.10*1.0	Параллельная
Лист 11	см. лист 10	Последовательная прямоточная
Лист 12	 16.10*1.0  25.10*1.0	Параллельная

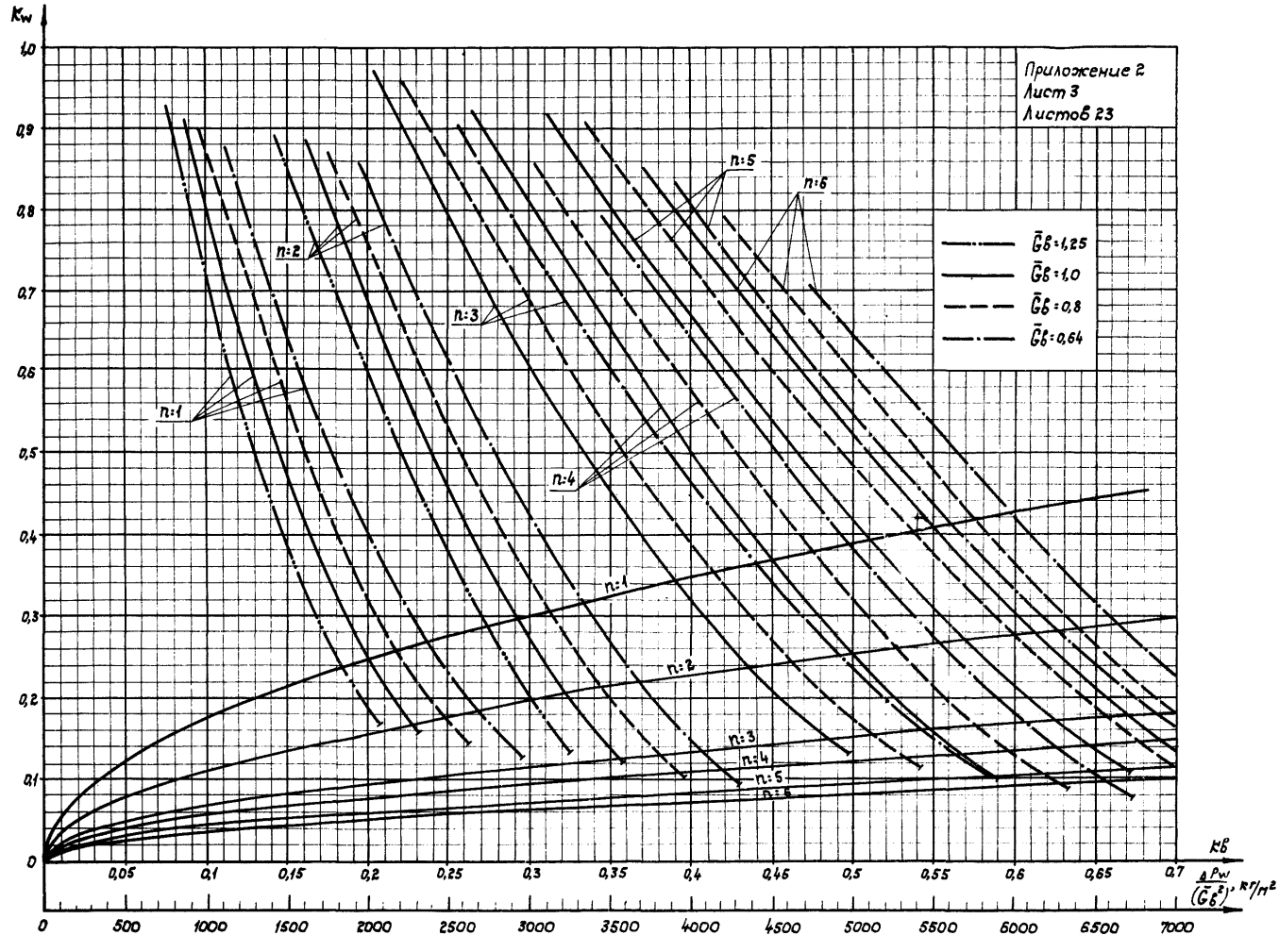
1	2	3
Лист 13	 01.11*1.0	Параллельная
Лист 14	см. лист 13	Последовательная прямоточная
Лист 15	 02.11*1.0	Параллельная
Лист 16	см. лист 15	Последовательная прямоточная
Лист 17		Параллельная
Лист 18	см. лист 17	Последовательная прямоточная
Лист 19	см. лист 5	Параллельная
Лист 20	см. лист 6	Последовательная прямоточная

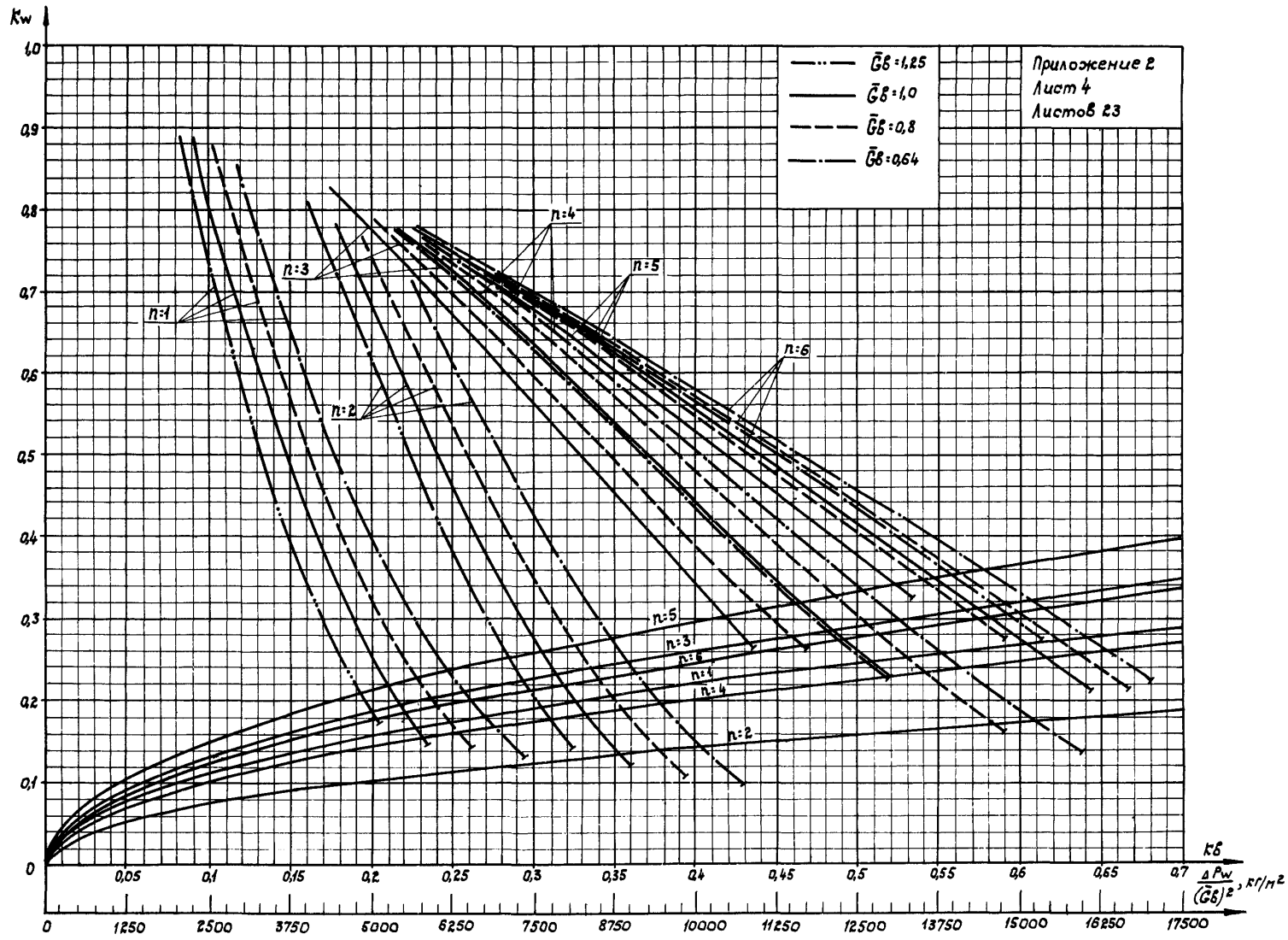
Приложение 1 Лист 7 Листьв 7

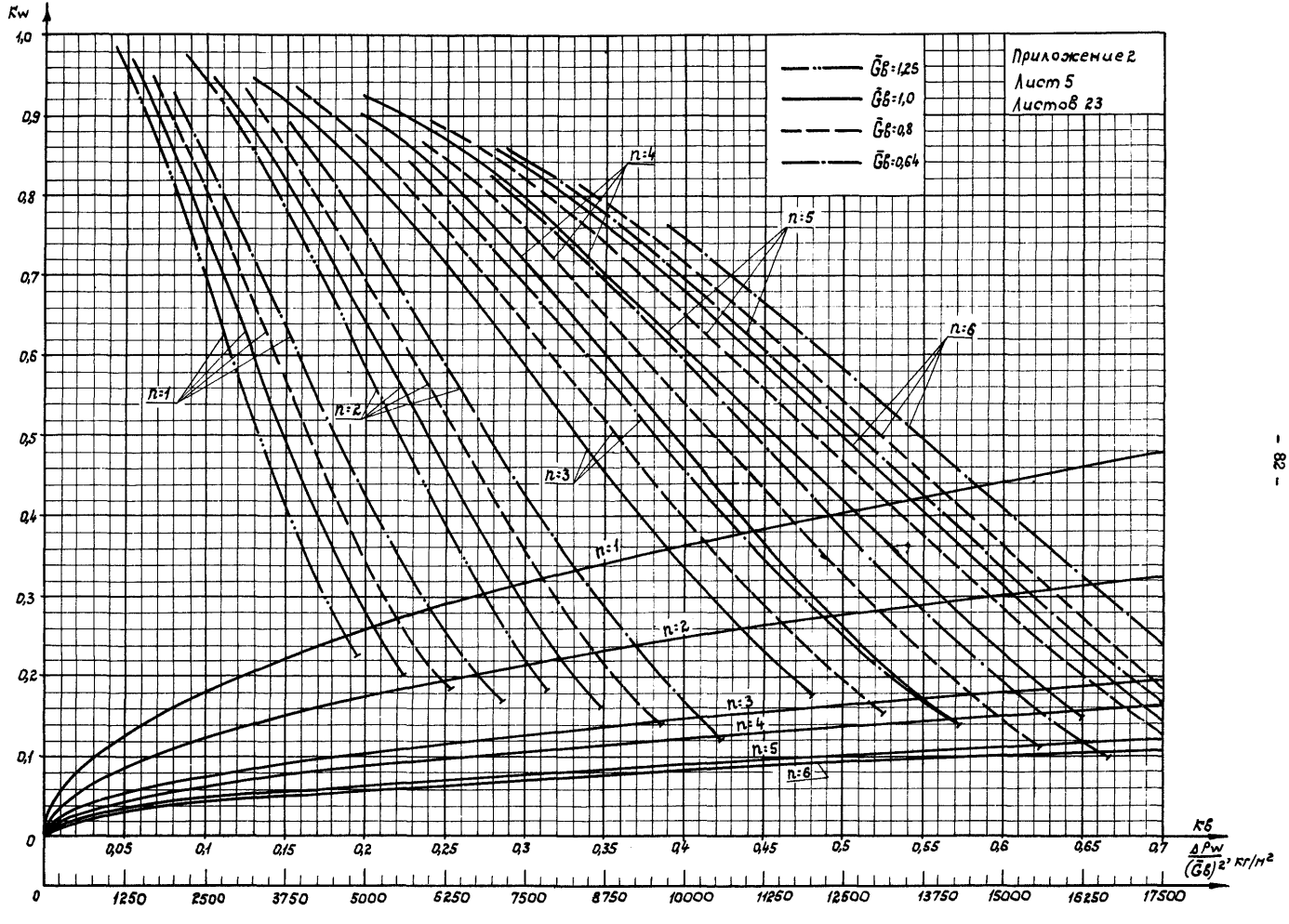
1	2	3
Лист 21	 5 5 5

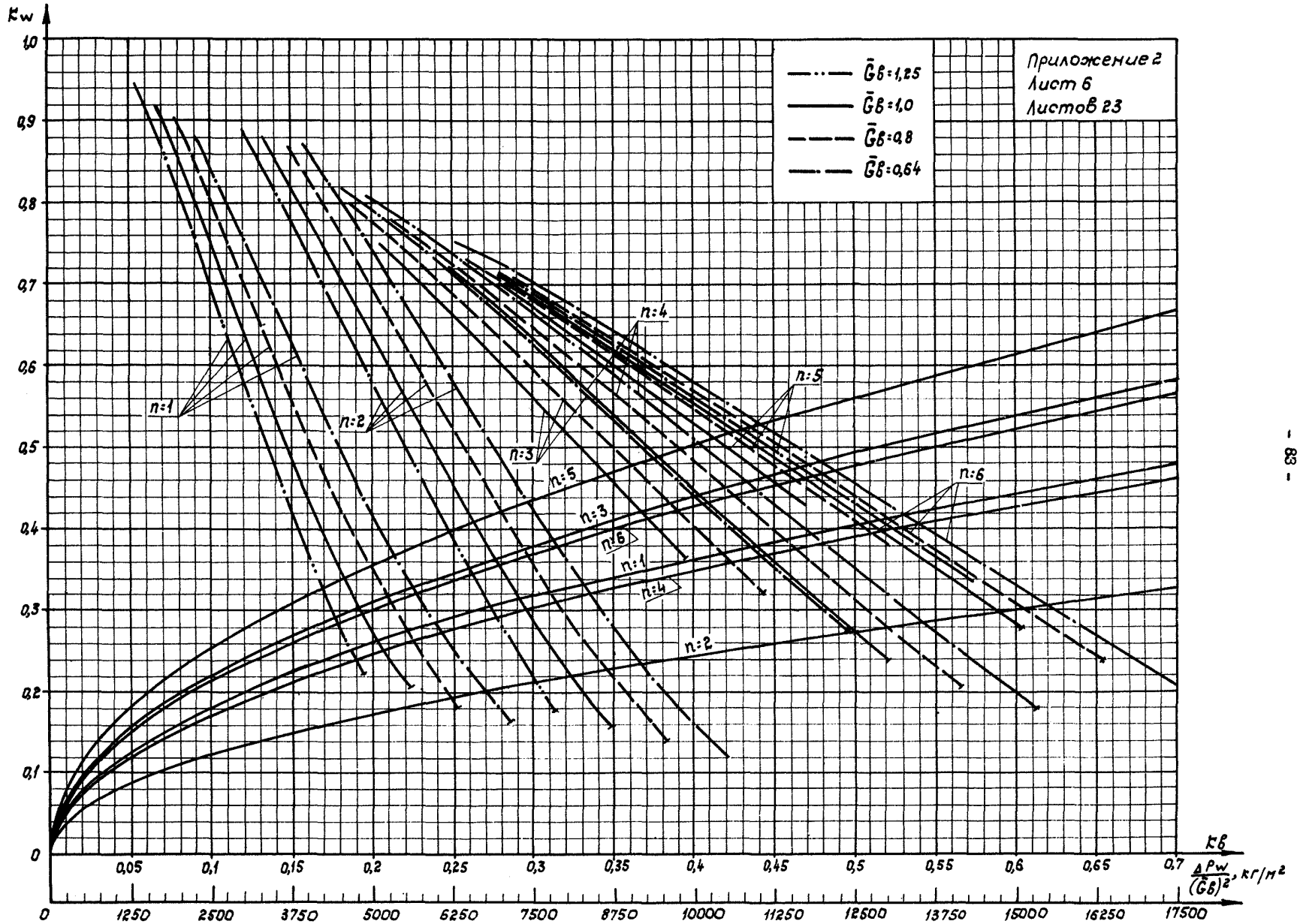

Kw
1,0
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
0,05
0,1
0,15
0,2
0,25
0,3
0,35
0,4
0,45
0,5
0,55
0,6
0,65
0,7
Kδ
Δ Pw / (Gδ)², кг/м²
0
500
1000
1500
2000
2500
3000
3500
4000
4500
5000
5500
6000
6500
7000
Gδ=1,25
Gδ=1,0
Gδ=0,8
Gδ=0,64
Приложение 2
Лист 1
Листов 23
n=1
n=2
n=3
n=4
n=5
n=6

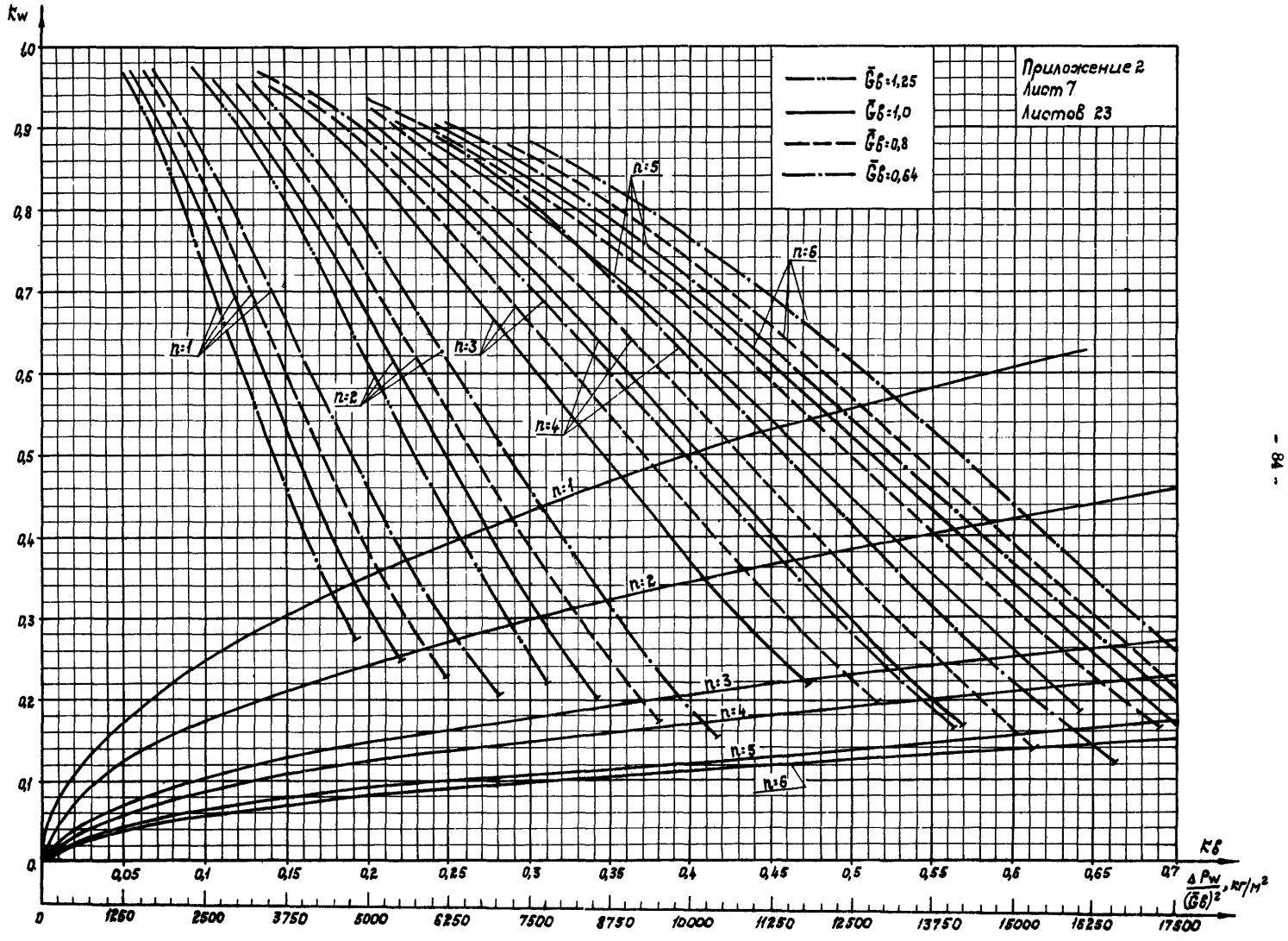

Kw
1,0
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
$\bar{G}_B$=1,25
$\bar{G}_B$=1
$\bar{G}_B$=0,8
$\bar{G}_B$=0,64
Приложение 2
Лист 2
Листов 23
n=1
n=2
n=3
n=4
n=5
n=6
n=5
n=3, n=6
n=1, n=4
n=2
KB
0,05 0,10 0,15 0,20 0,25 0,30 0,35 0,40 0,45 0,50 0,55 0,60 0,65 0,70
$\frac{\Delta P_w}{(\bar{G}_B)^2}$, кг/м²
0 500 1000 1500 2000 2500 3000 3500 4000 4500 5000 5500 6000 6500 7000

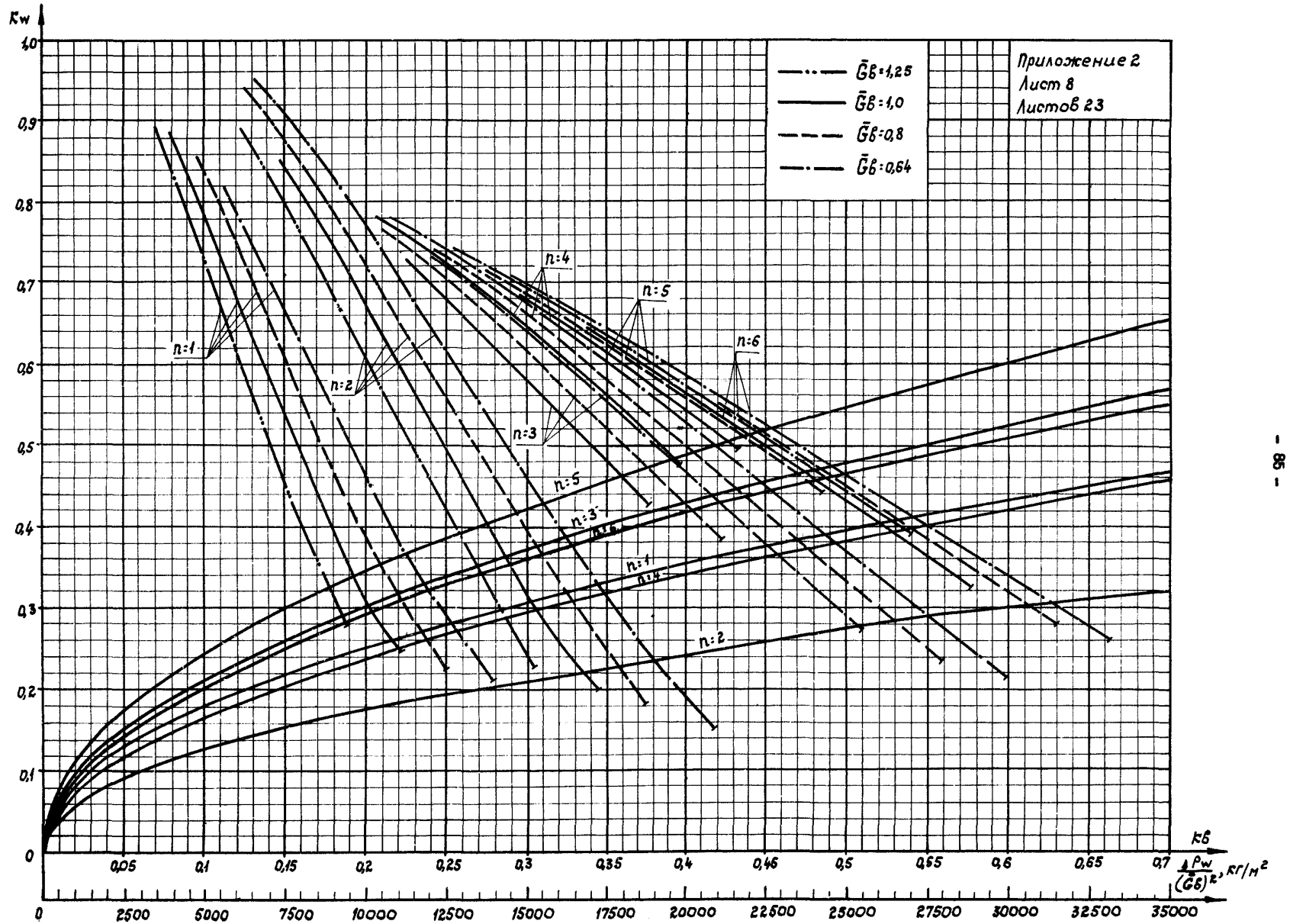

Приложение 2
Лист 3
Листов 23
K_w
$\bar{G}\beta = 1,25$
$\bar{G}\beta = 1,0$
$\bar{G}\beta = 0,8$
$\bar{G}\beta = 0,64$
n:1
n:2
n:3
n:4
n:5
n:6
$K\beta$
$\frac{\Delta P_w}{(\bar{G}\beta^2)}$, кг/м²

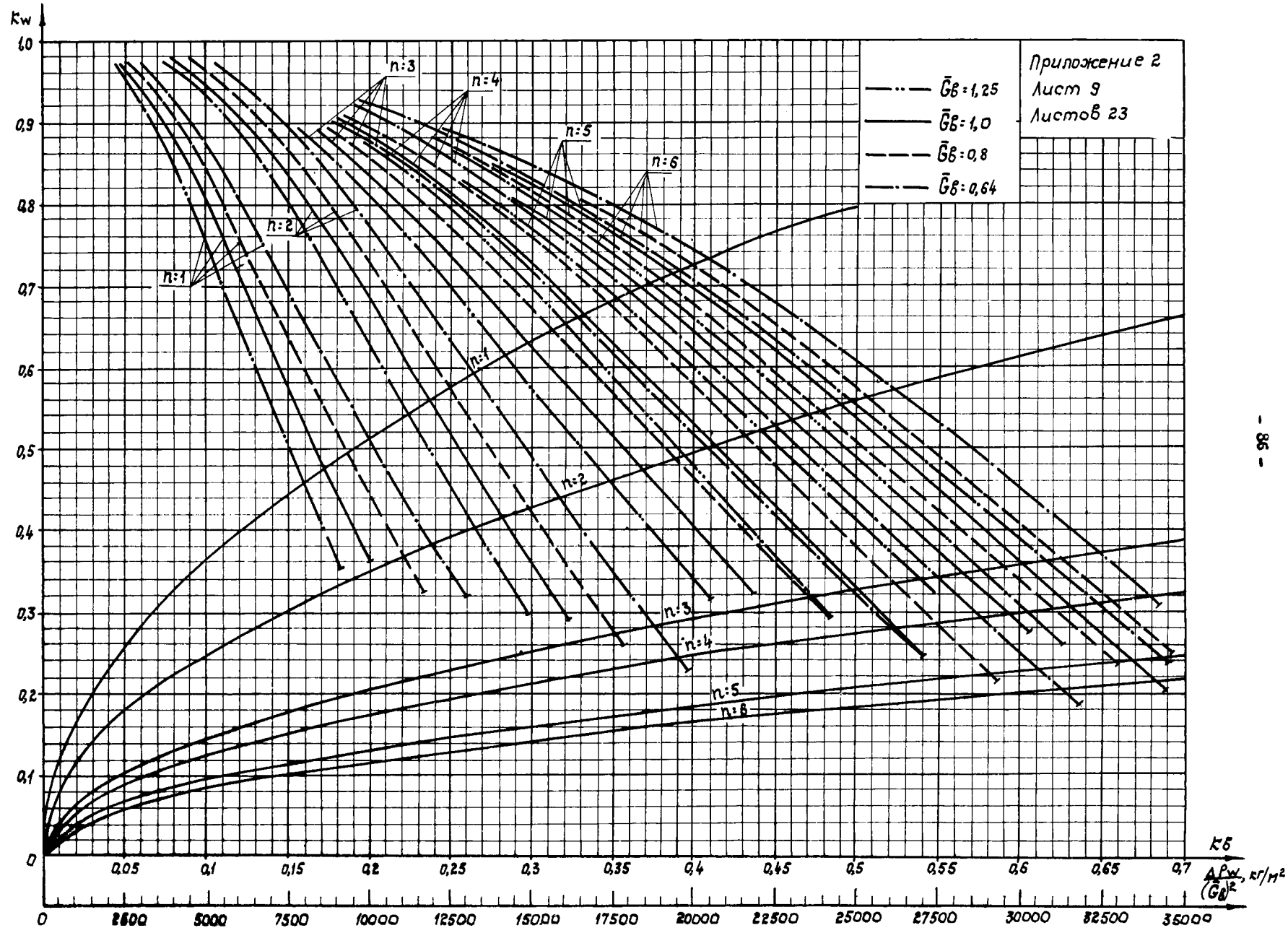

Kw
1,0
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
$\bar{G}\beta = 1,25$
$\bar{G}\beta = 1,0$
$\bar{G}\beta = 0,8$
$\bar{G}\beta = 0,64$
Приложение 2
Лист 4
Листов 23
n=1
n=2
n=3
n=4
n=5
n=6
n=5
n=3
n=6
n=1
n=4
n=2
Kβ
$\frac{\Delta P_w}{(\bar{G}\beta)^2}$, кг/м²
0,05
0,1
0,15
0,2
0,25
0,3
0,35
0,4
0,45
0,5
0,55
0,6
0,65
0,7
0
1250
2500
3750
5000
6250
7500
8750
10000
11250
12500
13750
15000
16250
17500

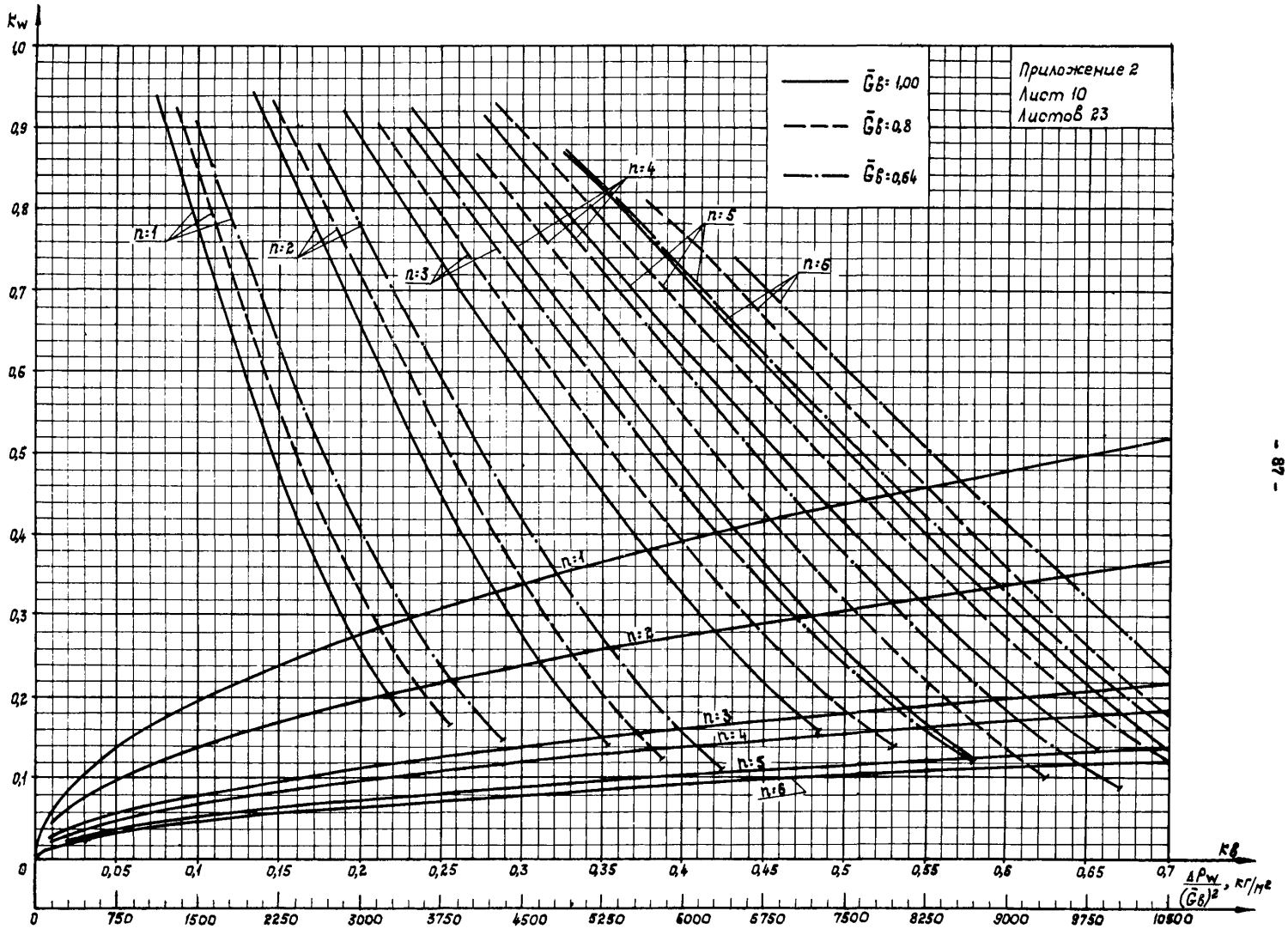

Kw
1,0
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
0,05
0,1
0,15
0,2
0,25
0,3
0,35
0,4
0,45
0,5
0,55
0,6
0,65
0,7
Kб
ΔPw/(Gб)², кг/м²
0
1250
2500
3750
5000
6250
7500
8750
10000
11250
12500
13750
15000
16250
17500
Gб=1,25
Gб=1,0
Gб=0,8
Gб=0,64
n:1
n:2
n:3
n:4
n:5
n:6
Приложение 2
Лист 5
Листов 23

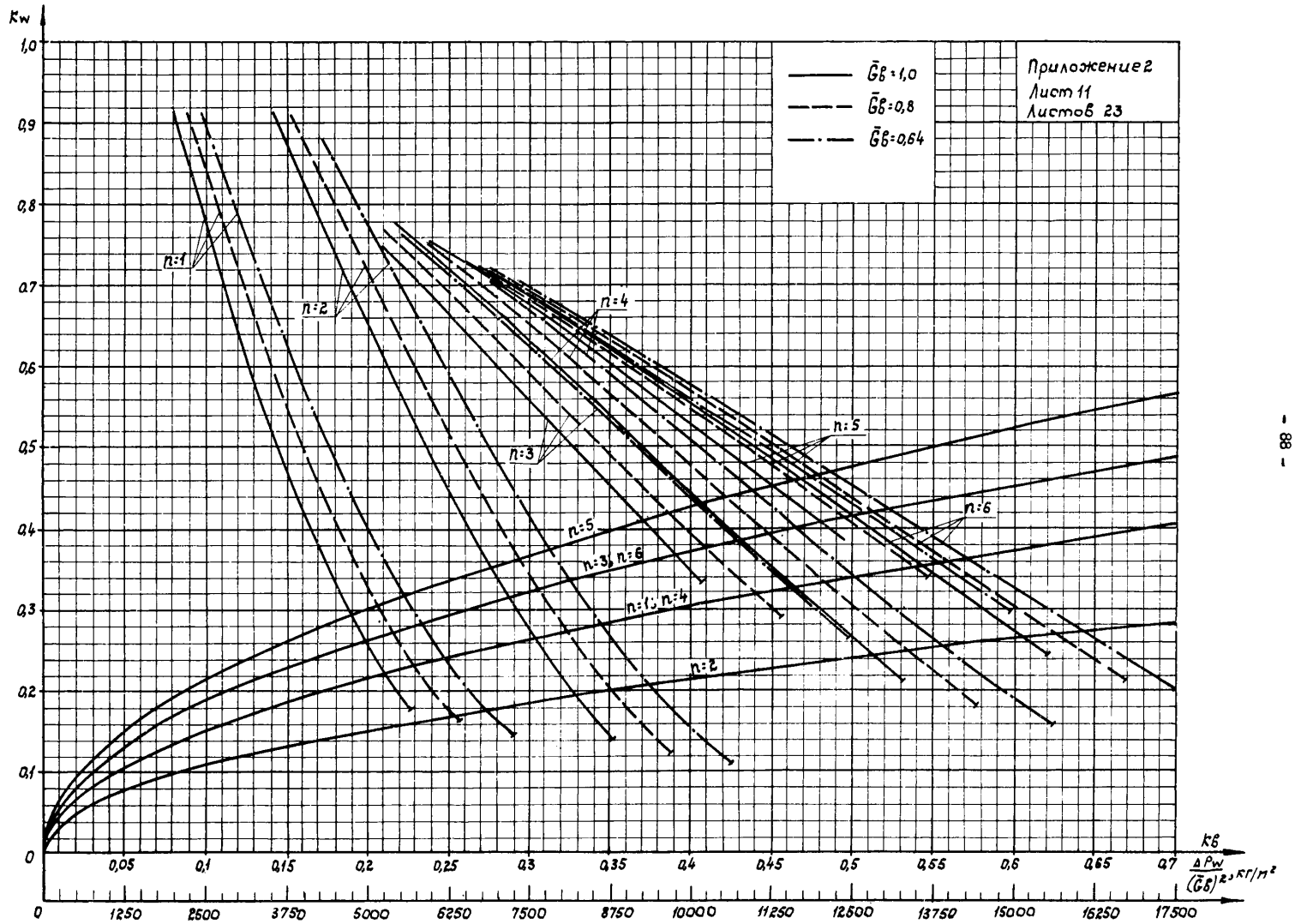

Kw
1,0
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
$\bar{G}\beta$=1,25
$\bar{G}\beta$=1,0
$\bar{G}\beta$=0,8
$\bar{G}\beta$=0,64
Приложение 2
Лист 6
Листов 23
n:1
n:2
n:3
n:4
n:5
n:6
0,05
0,1
0,15
0,2
0,25
0,3
0,35
0,4
0,45
0,5
0,55
0,6
0,65
0,7
Kβ
$\frac{\Delta P_w}{(\bar{G}\beta)^2}$, кг/м²
0
1250
2500
3750
5000
6250
7500
8750
10000
11250
12500
13750
15000
16250
17500

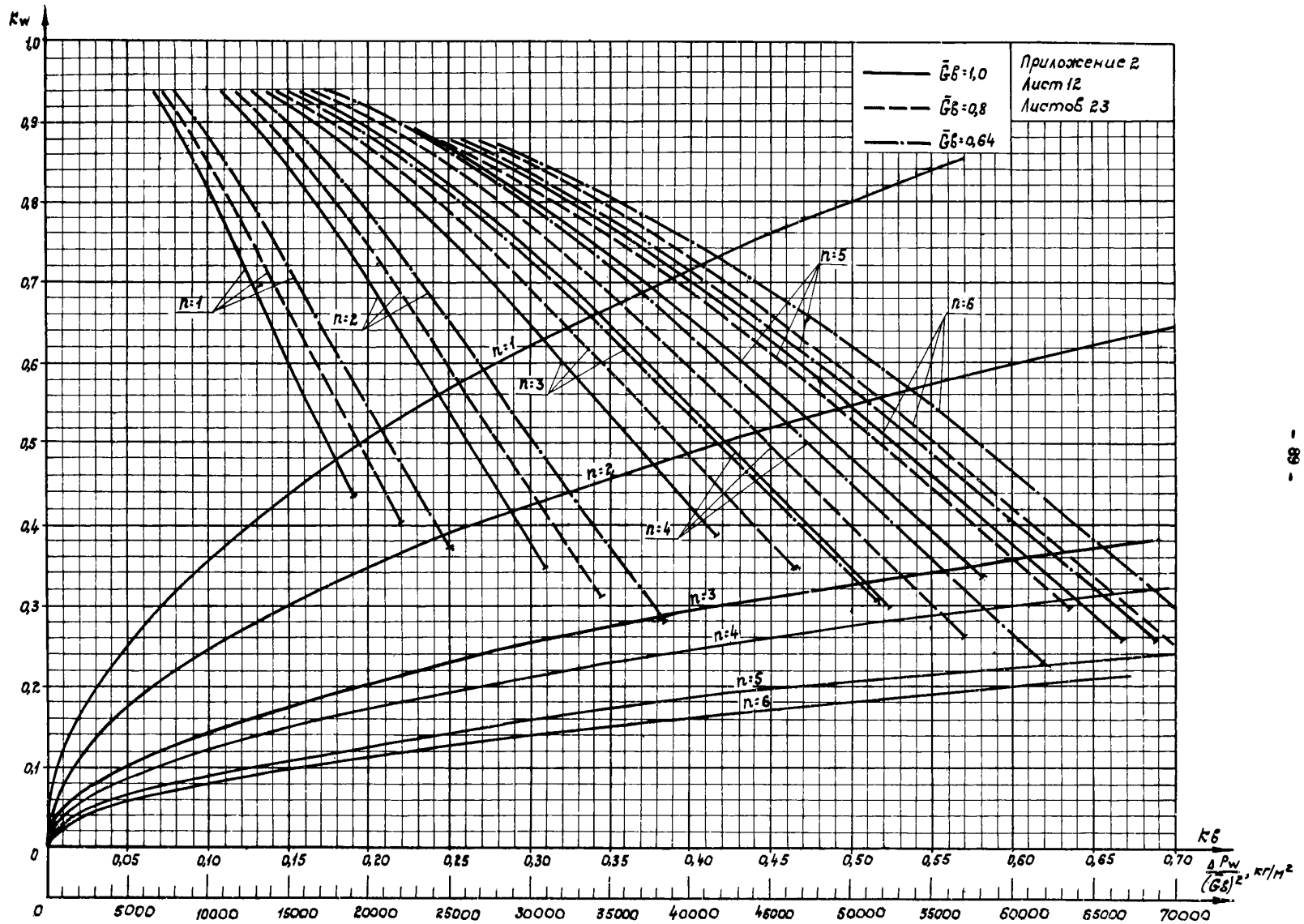

Kw
1,0
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
$\bar{G}\delta$=1,25
$\bar{G}\delta$=1,0
$\bar{G}\delta$=0,8
$\bar{G}\delta$=0,64
Приложение 2
Лист 7
Листов 23
n:1
n:2
n:3
n:4
n:5
n:6
0,05
0,1
0,15
0,2
0,25
0,3
0,35
0,4
0,45
0,5
0,55
0,6
0,65
0,7
Kδ
0
1250
2500
3750
5000
6250
7500
8750
10000
11250
12500
13750
15000
16250
17500
$\frac{\Delta P_w}{(\bar{G}\delta)^2}$, кг/м²

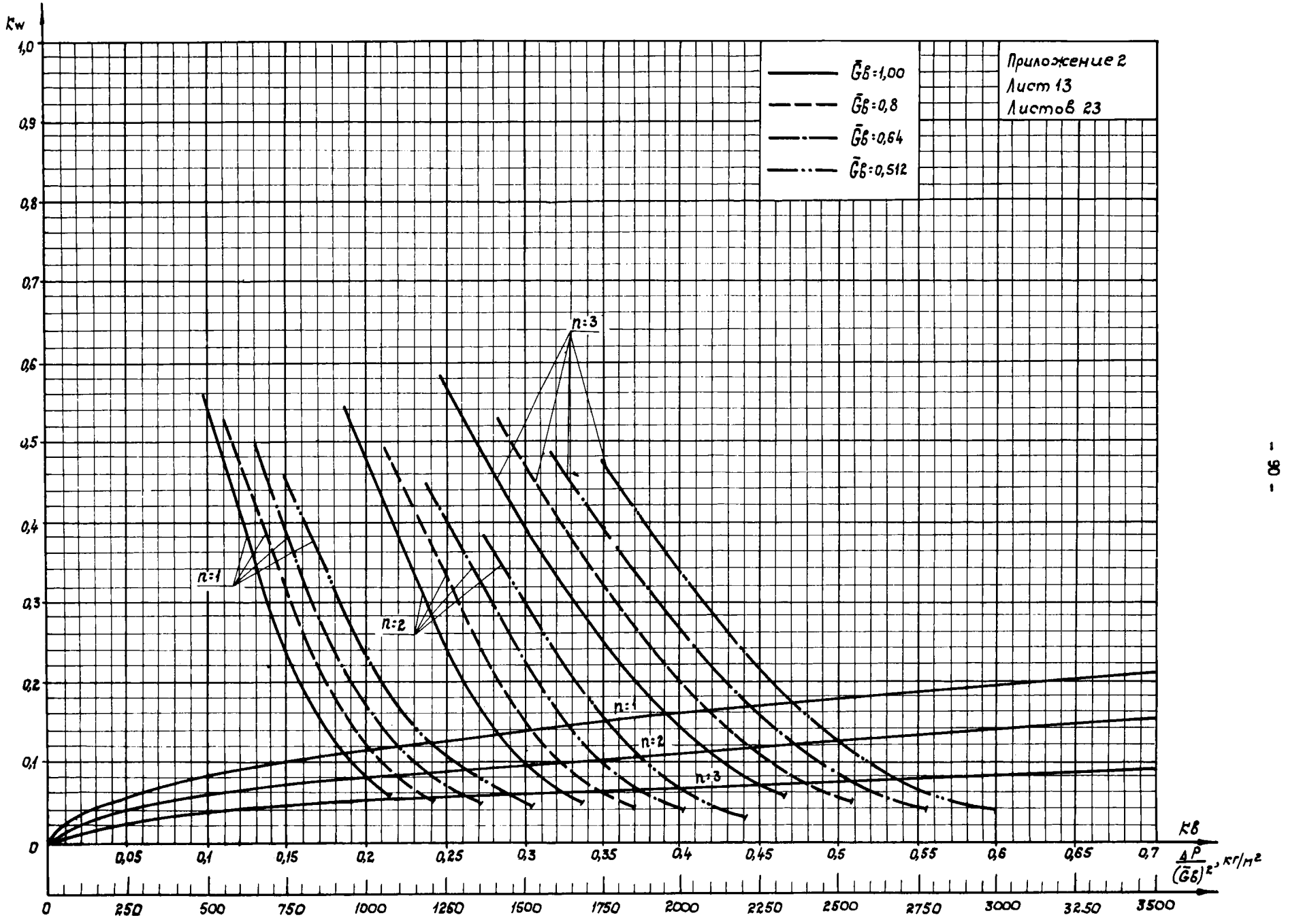

Kw
1,0
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
$\bar{G}\beta$=1,25
$\bar{G}\beta$=1,0
$\bar{G}\beta$=0,8
$\bar{G}\beta$=0,64
Приложение 2
Лист 8
Листов 23
n:1
n:2
n:3
n:4
n:5
n:6
n:5
n:3
n:1
n:4
n:2
0,05
0,1
0,15
0,2
0,25
0,3
0,35
0,4
0,45
0,5
0,55
0,6
0,65
0,7
$K\bar{G}$
$\frac{\Delta P_w}{(\bar{G}\beta)^2}$, кг/м²
0
2500
5000
7500
10000
12500
15000
17500
20000
22500
25000
27500
30000
32500
35000

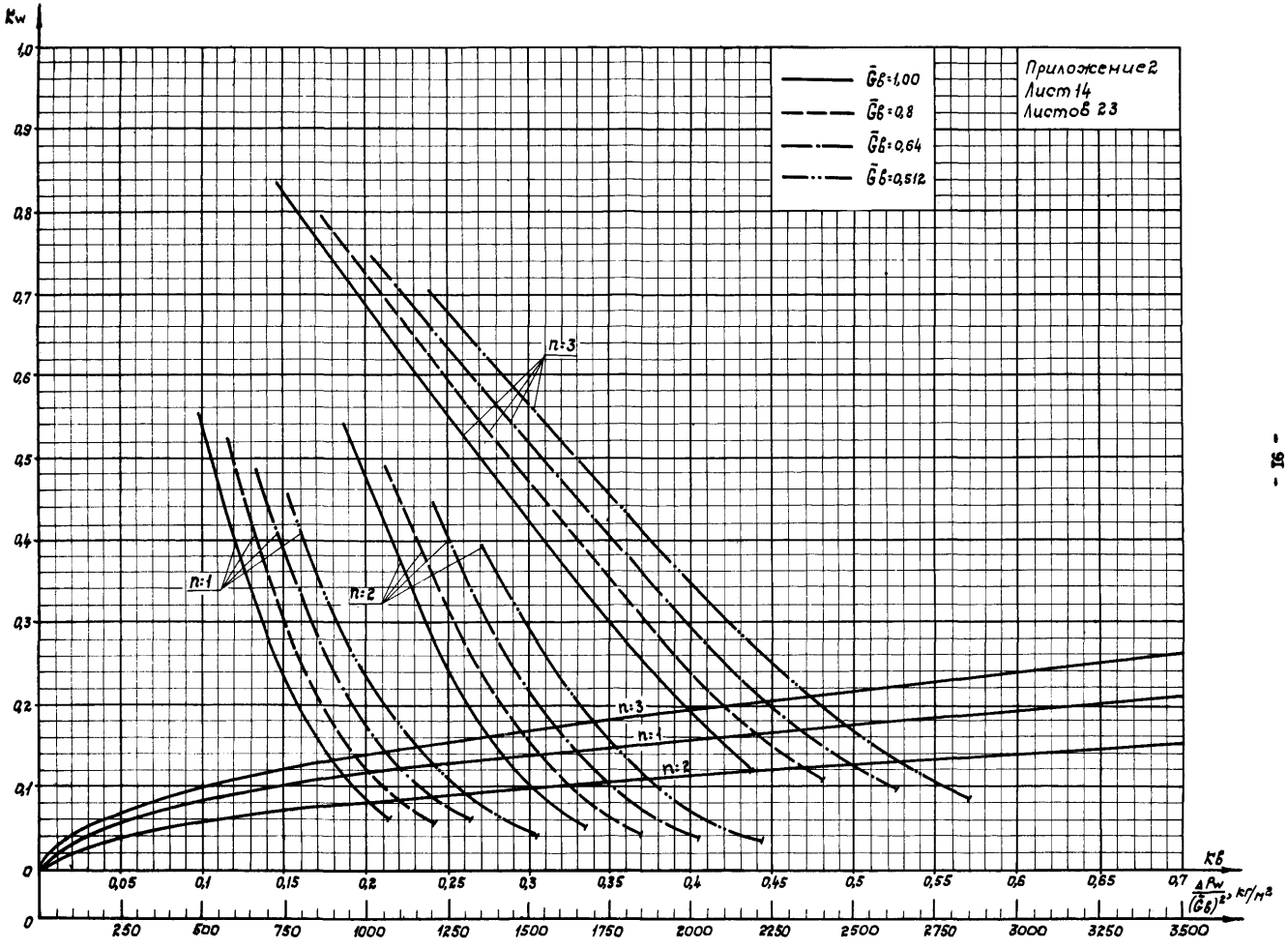

Kw
1,0
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
n:1
n:2
n:3
n:4
n:5
n:6
$\bar{G}_B$ = 1,25
$\bar{G}_B$ = 1,0
$\bar{G}_B$ = 0,8
$\bar{G}_B$ = 0,64
Приложение 2
Лист 9
Листов 23
0,05
0,1
0,15
0,2
0,25
0,3
0,35
0,4
0,45
0,5
0,55
0,6
0,65
0,7
2500
5000
7500
10000
12500
15000
17500
20000
22500
25000
27500
30000
32500
35000
K_B
$\frac{\Delta P_W}{(\bar{G}_B)^2}$, кг/м²

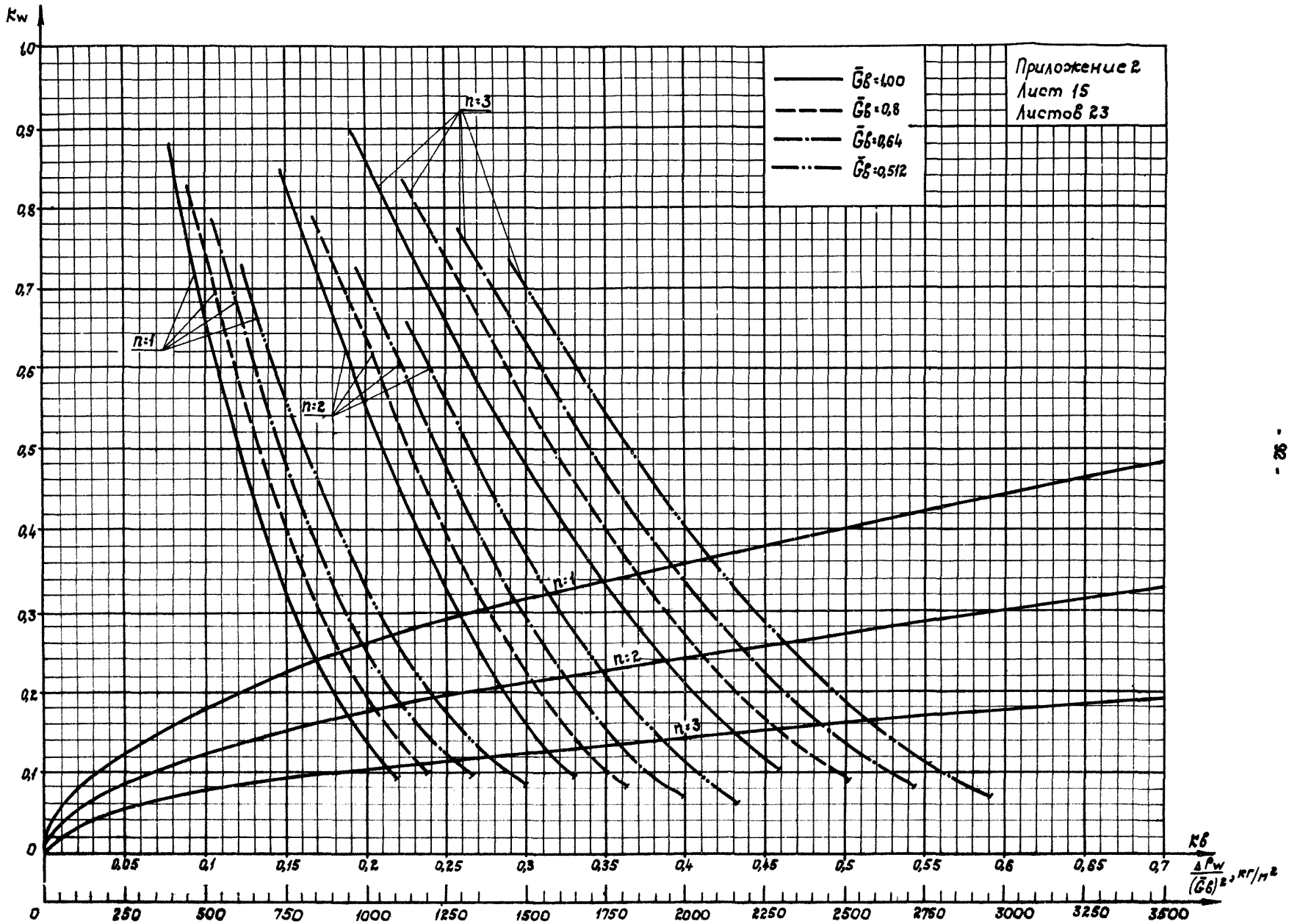

Приложение 2
Лист 10
Листов 23
$\bar{G}\beta$: 1,00
$\bar{G}\beta$: 0,8
$\bar{G}\beta$: 0,64
K_W
$K\beta$
$\frac{\Delta P_W}{(\bar{G}\beta)^2}$, кг/м²
n:1
n:2
n:3
n:4
n:5
n:6
0
0,1
0,2
0,3
0,4
0,5
0,6
0,7
0,8
0,9
1,0
0,05
0,15
0,25
0,35
0,45
0,55
0,65
750
1500
2250
3000
3750
4500
5250
6000
6750
7500
8250
9000
9750
10500

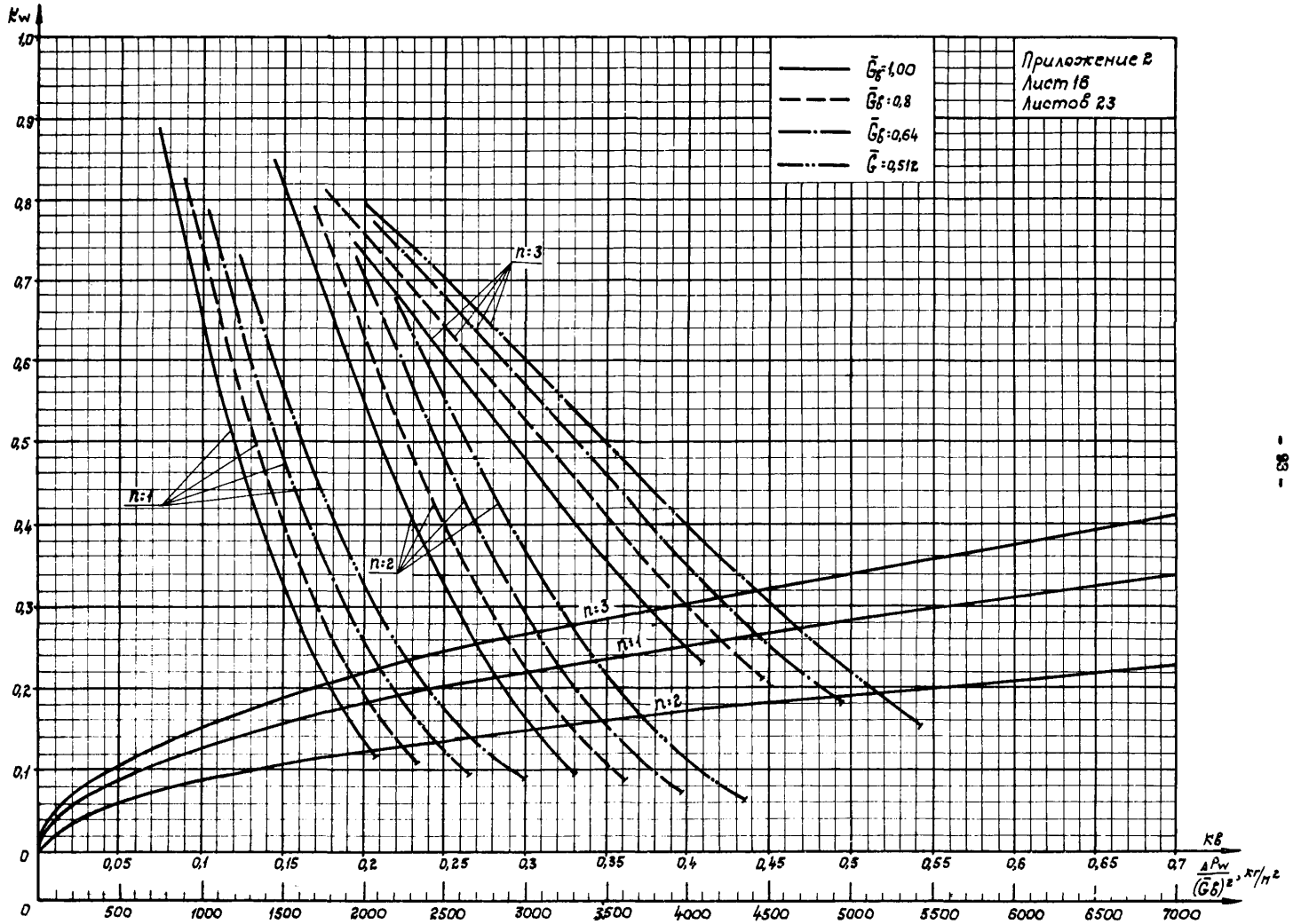

Kw
1,0
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
$\bar{G}\beta = 1,0$
$\bar{G}\beta = 0,8$
$\bar{G}\beta = 0,64$
Приложение 2
Лист 11
Листов 23
n:1
n:2
n:3
n:4
n:5
n:6
n:5
n:3, n:6
n:1, n:4
n:2
0,05
0,1
0,15
0,2
0,25
0,3
0,35
0,4
0,45
0,5
0,55
0,6
0,65
0,7
Kβ
$\frac{\Delta P_W}{(\bar{G}\beta)^2}$, кг/м²
0
1250
2500
3750
5000
6250
7500
8750
10000
11250
12500
13750
15000
16250
17500

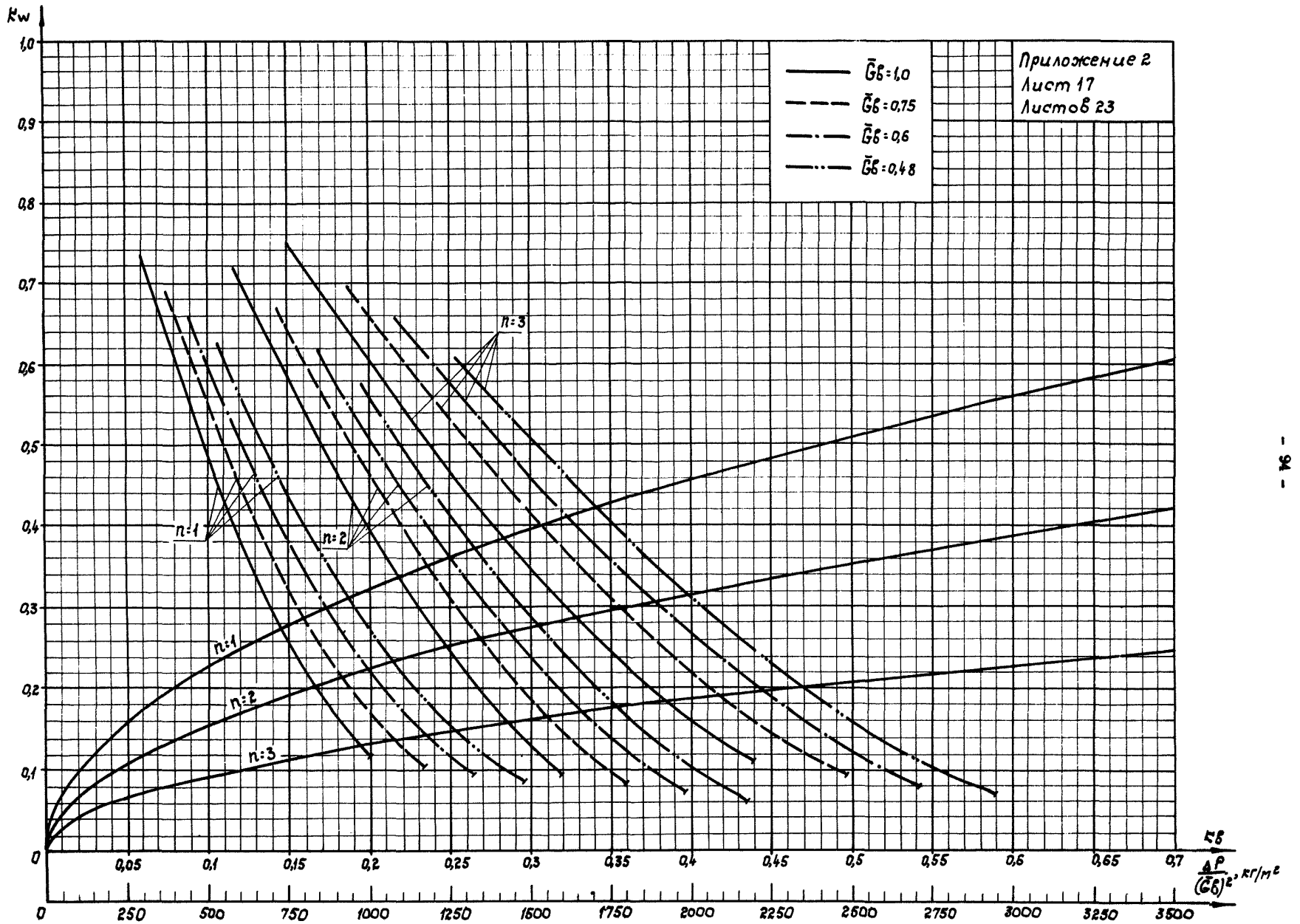

Kw
1,0
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
$\bar{G}\delta$=1,0
$\bar{G}\delta$=0,8
$\bar{G}\delta$=0,64
Приложение 2
Лист 12
Листов 23
n:1
n:2
n:3
n:4
n:5
n:6
Kδ
0,05
0,10
0,15
0,20
0,25
0,30
0,35
0,40
0,45
0,50
0,55
0,60
0,65
0,70
$\frac{\Delta P_w}{(G\delta)^2}$, кг/м²
0
5000
10000
15000
20000
25000
30000
35000
40000
45000
50000
55000
60000
65000
70000

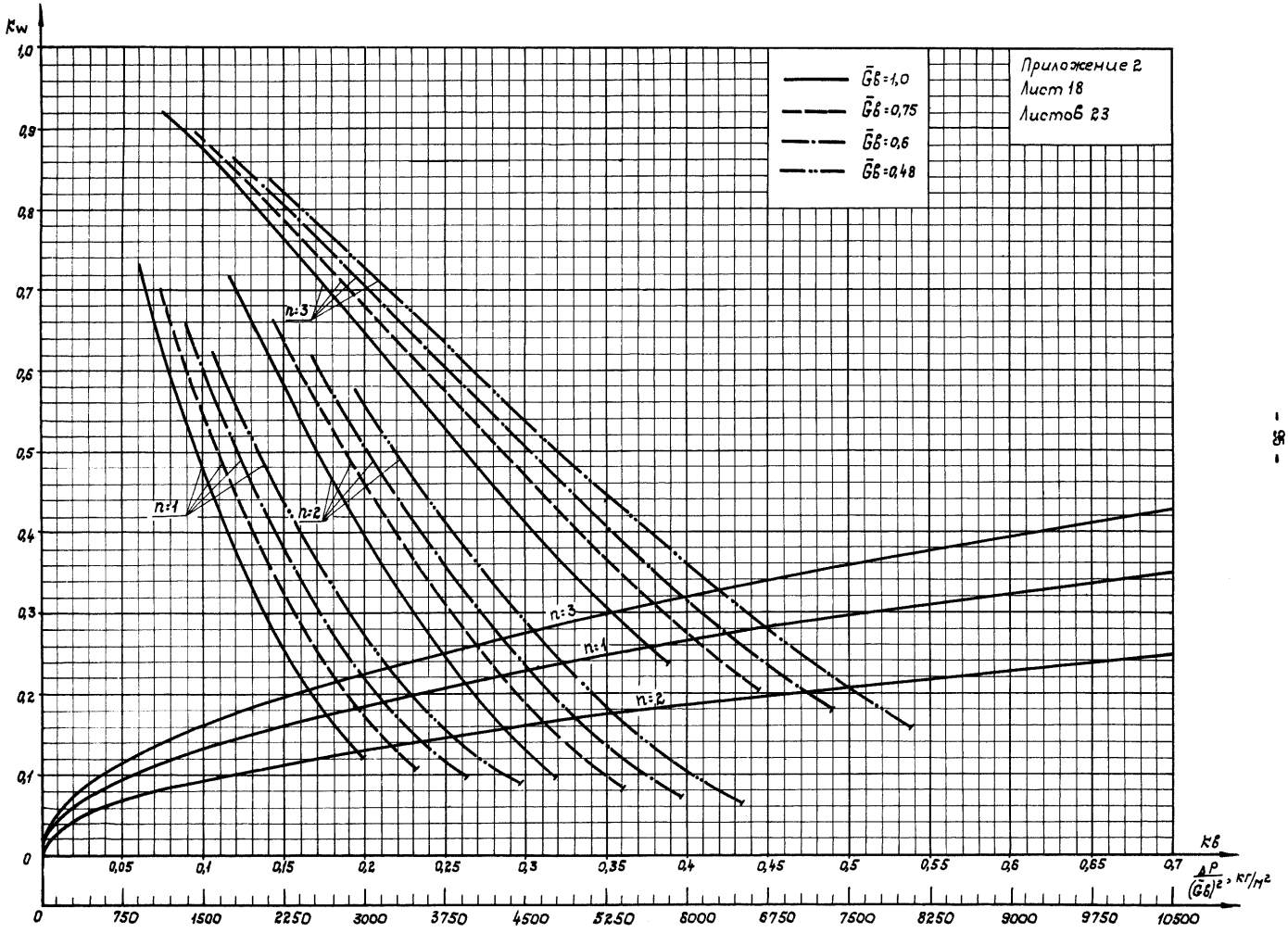

Kw
1,0
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
$\bar{G}\beta$=1,00
$\bar{G}\beta$=0,8
$\bar{G}\beta$=0,64
$\bar{G}\beta$=0,512
Приложение 2
Лист 13
Листов 23
n=3
n=2
n=1
n=1
n=2
n=3
Kβ
0,05
0,1
0,15
0,2
0,25
0,3
0,35
0,4
0,45
0,5
0,55
0,6
0,65
0,7
$\frac{\Delta P}{(\bar{G}\beta)^2}$, кг/м²
0
250
500
750
1000
1250
1500
1750
2000
2250
2500
2750
3000
3250
3500

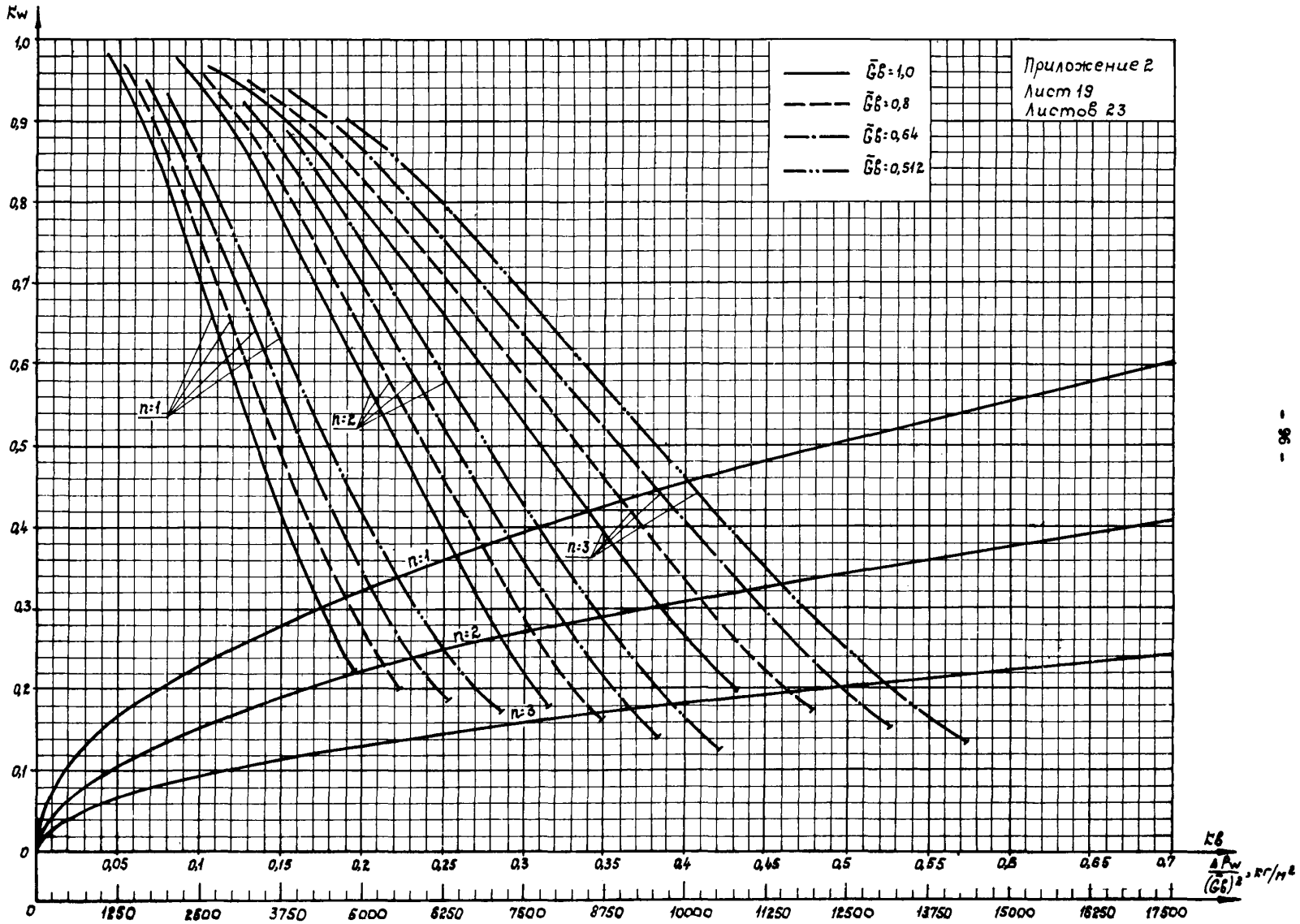

Kw
1,0
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
0
0,05
0,1
0,15
0,2
0,25
0,3
0,35
0,4
0,45
0,5
0,55
0,6
0,65
0,7
Kб
250
500
750
1000
1250
1500
1750
2000
2250
2500
2750
3000
3250
3500
ΔPw/(Gб)², кг/м²
Gб=1,00
Gб=0,8
Gб=0,64
Gб=0,512
n:1
n:2
n:3
n:3
n:1
n:2
Приложение 2
Лист 14
Листов 23

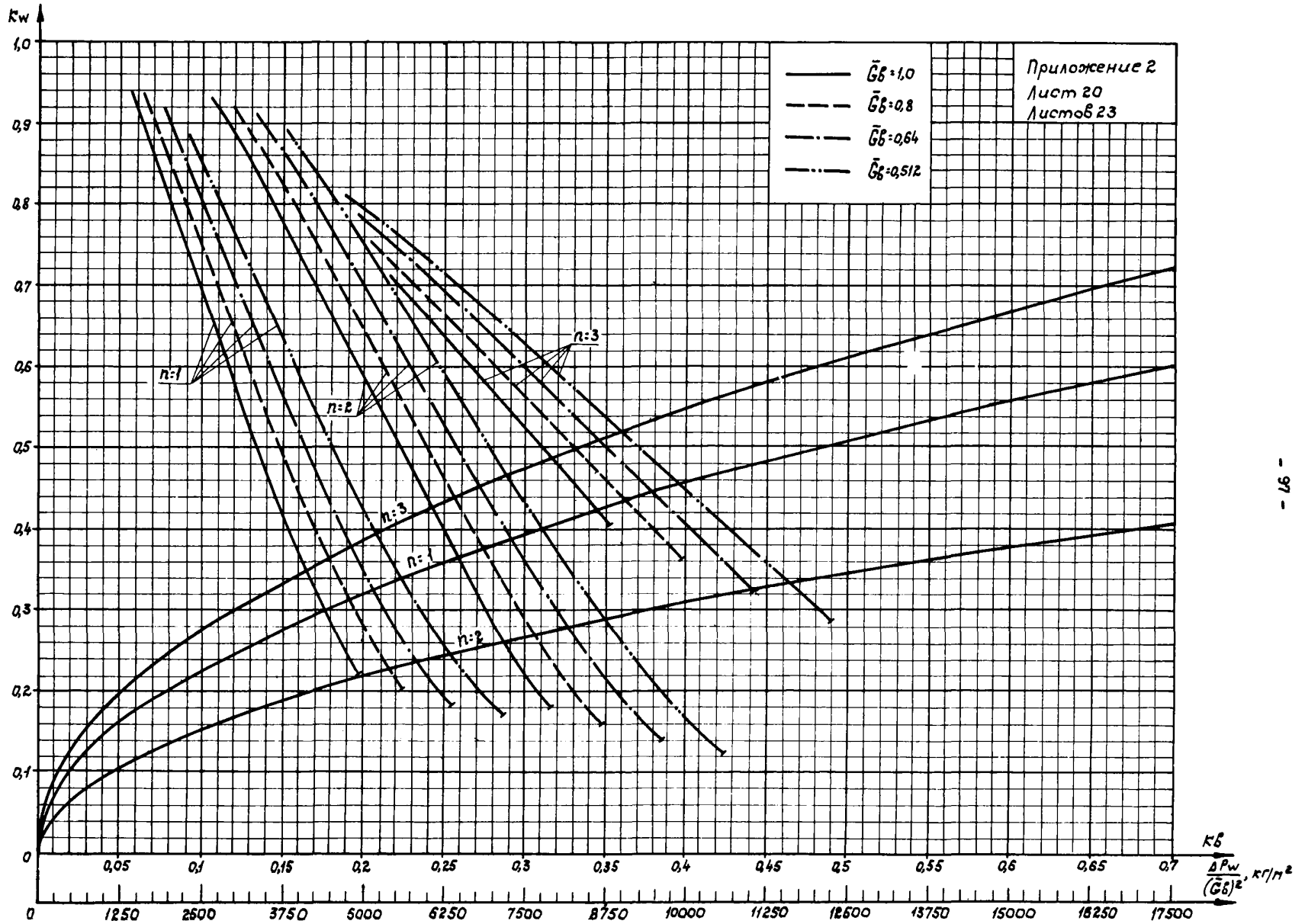

Kw
1,0
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
0,05
0,1
0,15
0,2
0,25
0,3
0,35
0,4
0,45
0,5
0,55
0,6
0,65
0,7
0
250
500
750
1000
1250
1500
1750
2000
2250
2500
2750
3000
3250
3500
Kб
ΔPw / (Gб)², кг/м²
n=1
n=2
n=3
n=1
n=2
n=3
Gв=1,00
Gв=0,8
Gв=0,64
Gв=0,512
Приложение 2
Лист 15
Листов 23

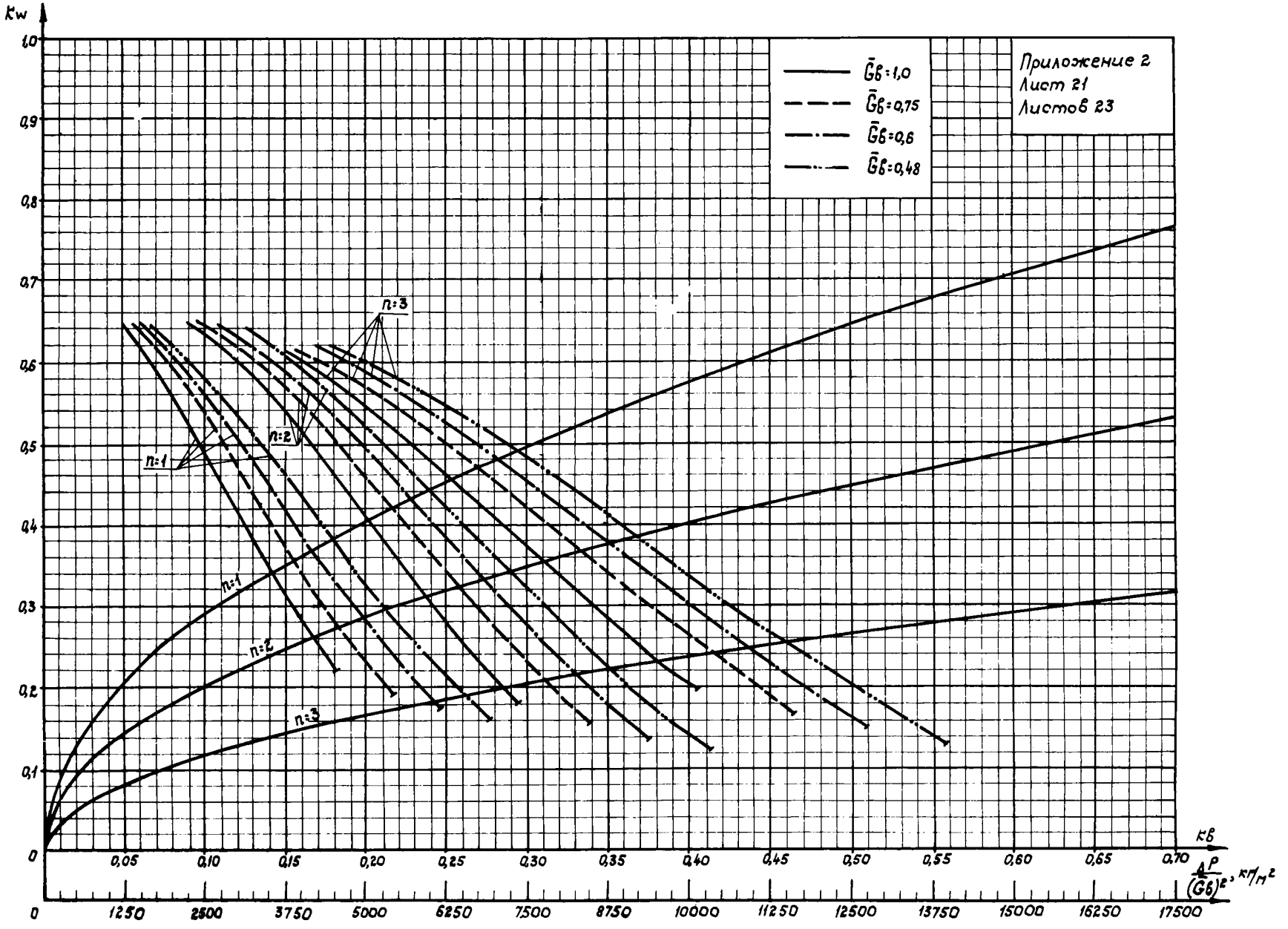

Kw
1,0
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
$\bar{G}_\beta$=1,00
$\bar{G}_\beta$=0,8
$\bar{G}_\beta$=0,64
$\bar{G}$=0,512
Приложение 2
Лист 16
Листов 23
n=3
n=2
n=1
n=3
n=1
n=2
Kβ
0,05
0,1
0,15
0,2
0,25
0,3
0,35
0,4
0,45
0,5
0,55
0,6
0,65
0,7
$\frac{\Delta P_w}{(\bar{G}_\beta)^2}$, кг/м²
0
500
1000
1500
2000
2500
3000
3500
4000
4500
5000
5500
6000
6500
7000

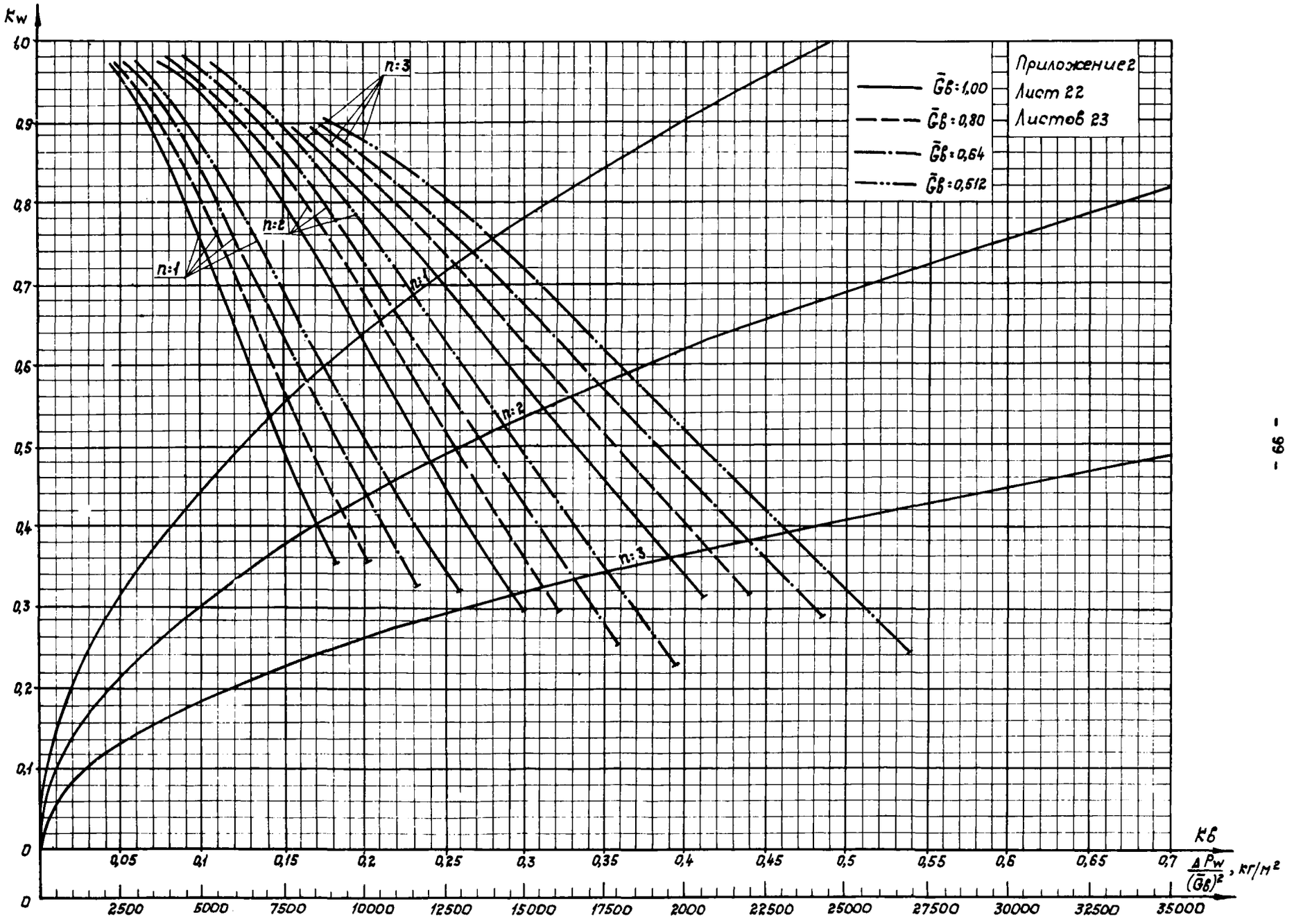

Kw
1,0
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
0,05
0,1
0,15
0,2
0,25
0,3
0,35
0,4
0,45
0,5
0,55
0,6
0,65
0,7
250
500
750
1000
1250
1500
1750
2000
2250
2500
2750
3000
3250
3500
n=1
n=2
n=3
n=1
n=2
n=3
$\bar{G}_6$=1,0
$\bar{G}_6$=0,75
$\bar{G}_6$=0,6
$\bar{G}_6$=0,48
Приложение 2
Лист 17
Листов 23
$\bar{G}_6$
$\frac{\Delta P}{(\bar{G}_6)^2}$, кг/м²


Kw
1,0
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
n=3
n=1
n=2
n=3
n=1
n=2
$\bar{G}\beta=1,0$
$\bar{G}\beta=0,75$
$\bar{G}\beta=0,6$
$\bar{G}\beta=0,48$
Приложение 2
Лист 18
Листов 23
Kβ
0,05 0,1 0,15 0,2 0,25 0,3 0,35 0,4 0,45 0,5 0,55 0,6 0,65 0,7
$\frac{\Delta P}{(G\beta)^2}$, кг/м²
0 750 1500 2250 3000 3750 4500 5250 6000 6750 7500 8250 9000 9750 10500

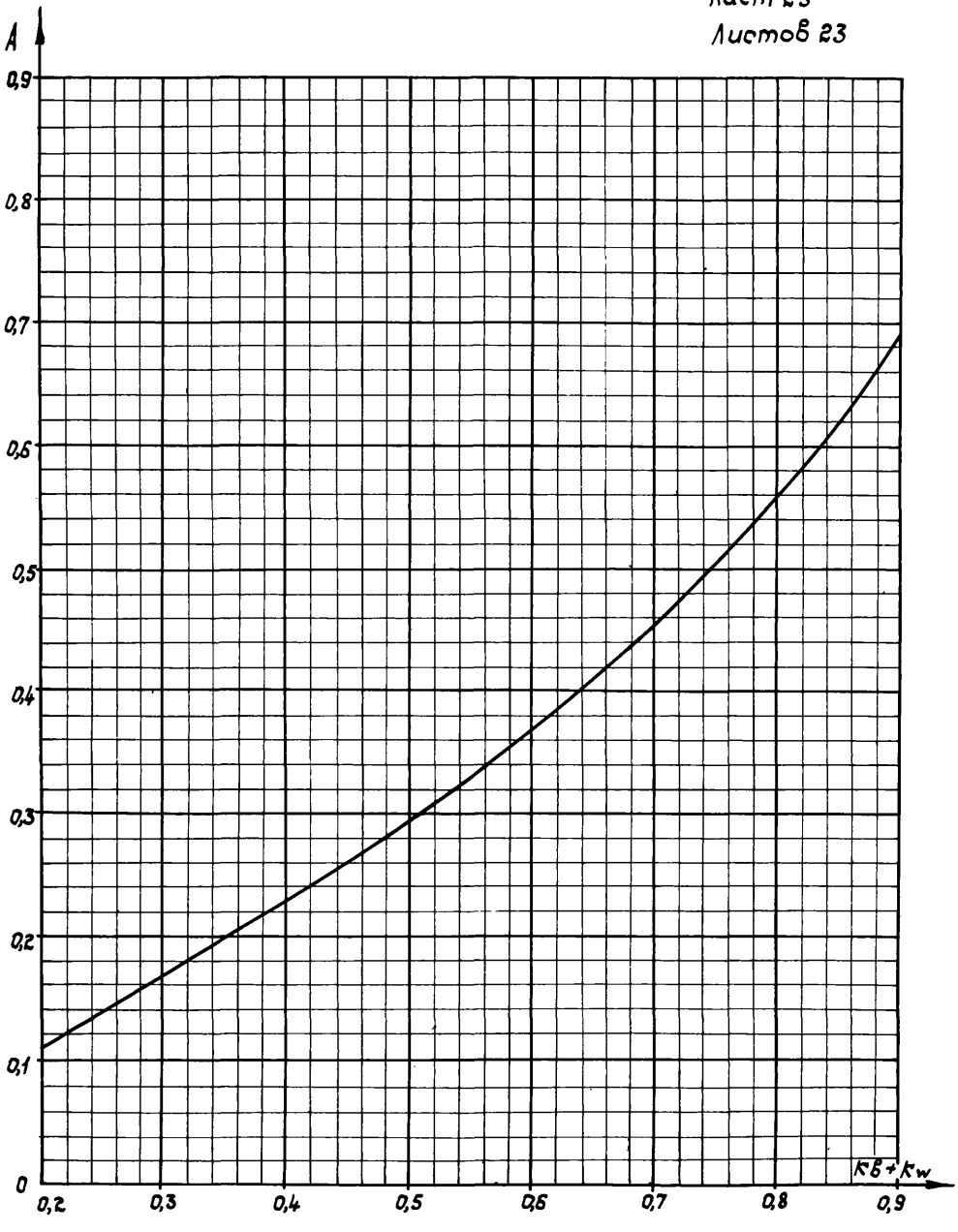

Kw
1,0
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
$\bar{G}\beta = 1,0$
$\bar{G}\beta = 0,8$
$\bar{G}\beta = 0,64$
$\bar{G}\beta = 0,512$
Приложение 2
Лист 19
Листов 23
n=1
n=2
n=3
n=1
n=2
n=3
0,05
0,1
0,15
0,2
0,25
0,3
0,35
0,4
0,45
0,5
0,55
0,6
0,65
0,7
$\frac{\bar{G}\beta}{\Delta P_w}$, кг/м²
$(\bar{G}\beta)^2$
0
1250
2500
3750
5000
6250
7500
8750
10000
11250
12500
13750
15000
16250
17500


Kw
1,0
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
$\bar{G}\beta = 1,0$
$\bar{G}\beta = 0,8$
$\bar{G}\beta = 0,64$
$\bar{G}\beta = 0,512$
Приложение 2
Лист 20
Листов 23
n=1
n=2
n=3
n=3
n=1
n=2
Kβ
0,05
0,1
0,15
0,2
0,25
0,3
0,35
0,4
0,45
0,5
0,55
0,6
0,65
0,7
$\frac{\Delta P_w}{(\bar{G}\beta)^2}$, кг/м²
0
1250
2500
3750
5000
6250
7500
8750
10000
11250
12500
13750
15000
16250
17500


Kw
1,0
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
0,05
0,10
0,15
0,20
0,25
0,30
0,35
0,40
0,45
0,50
0,55
0,60
0,65
0,70
Kβ
1250
2500
3750
5000
6250
7500
8750
10000
11250
12500
13750
15000
16250
17500
$\frac{\Delta P}{(G\beta)^2}$, кг/м²
$\bar{G}\beta$=1,0
$\bar{G}\beta$=0,75
$\bar{G}\beta$=0,6
$\bar{G}\beta$=0,48
Приложение 2
Лист 21
Листов 23
n=1
n=2
n=3
n=1
n=2
n=3


Kw
1,0
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
n=3
n=2
n=1
n=2
n=1
n=3
$\bar{G}_B$=1,00
$\bar{G}_B$=0,80
$\bar{G}_B$=0,64
$\bar{G}_B$=0,512
Приложение 2
Лист 22
Листов 23
KB
0,05
0,1
0,15
0,2
0,25
0,3
0,35
0,4
0,45
0,5
0,55
0,6
0,65
0,7
$\frac{\Delta P_w}{(\bar{G}_B)^2}$, кг/м²
0
2500
5000
7500
10000
12500
15000
17500
2000
22500
25000
27500
30000
32500
35000

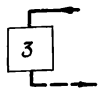
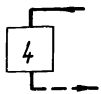
Приложение 2
Лист 23
Листов 23



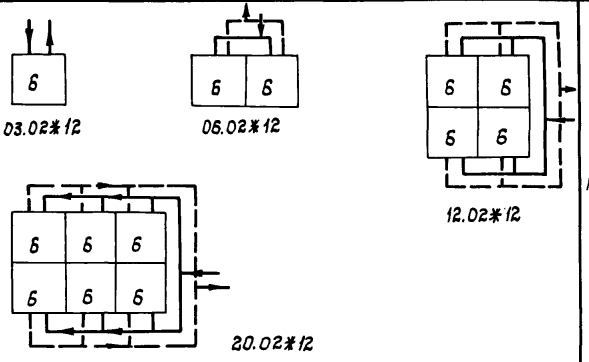
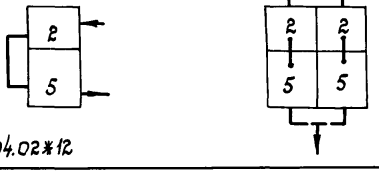
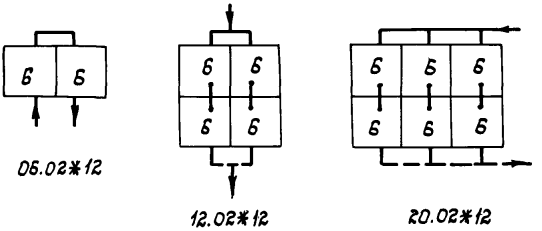
Перечень номограмм приложения 4 (воздухоохладители)

Кондиционер	Индекс воздухоохладителя ВО	Номера листов
КТЦ2-10	01.02*12	1,2
КТЦ2-20	02.02*12	3,4
КТЦ2-31,5	03.02*12	5,6
КТЦ2-40	04.02*12	7,8
КТЦ2-63	06.02*12	5,6,9
КТЦ2-80	08.02*12	7,8
КТЦ2-125	12.02*12	5,6,9
КТЦ2-160	16.02*12	10,11,12
КТЦ2-200	20.02*12	5,6,9
КТЦ2-250	25.02*12	10,11,12

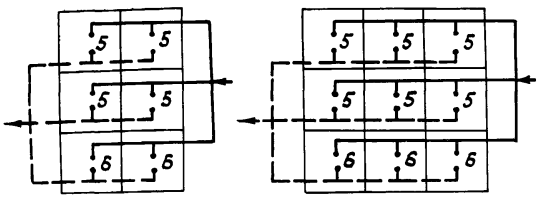
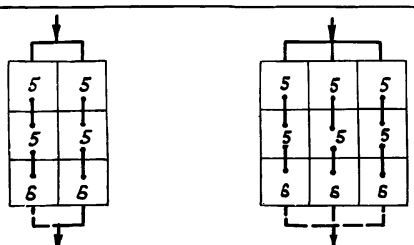
Содержание листов приложения 4

№ листа	Содержание листов приложения 4 (Схемы обвязки по фронту)	Обвязка по ходу воздуха
Лист 1	 01.02*12	Параллельная
Лист 2	См. лист 1	Последовательная противоточная
Лист 3	 02.02*12	Параллельная
Лист 4	См. лист 3	Последовательная противоточная

Содержание листов приложения 4

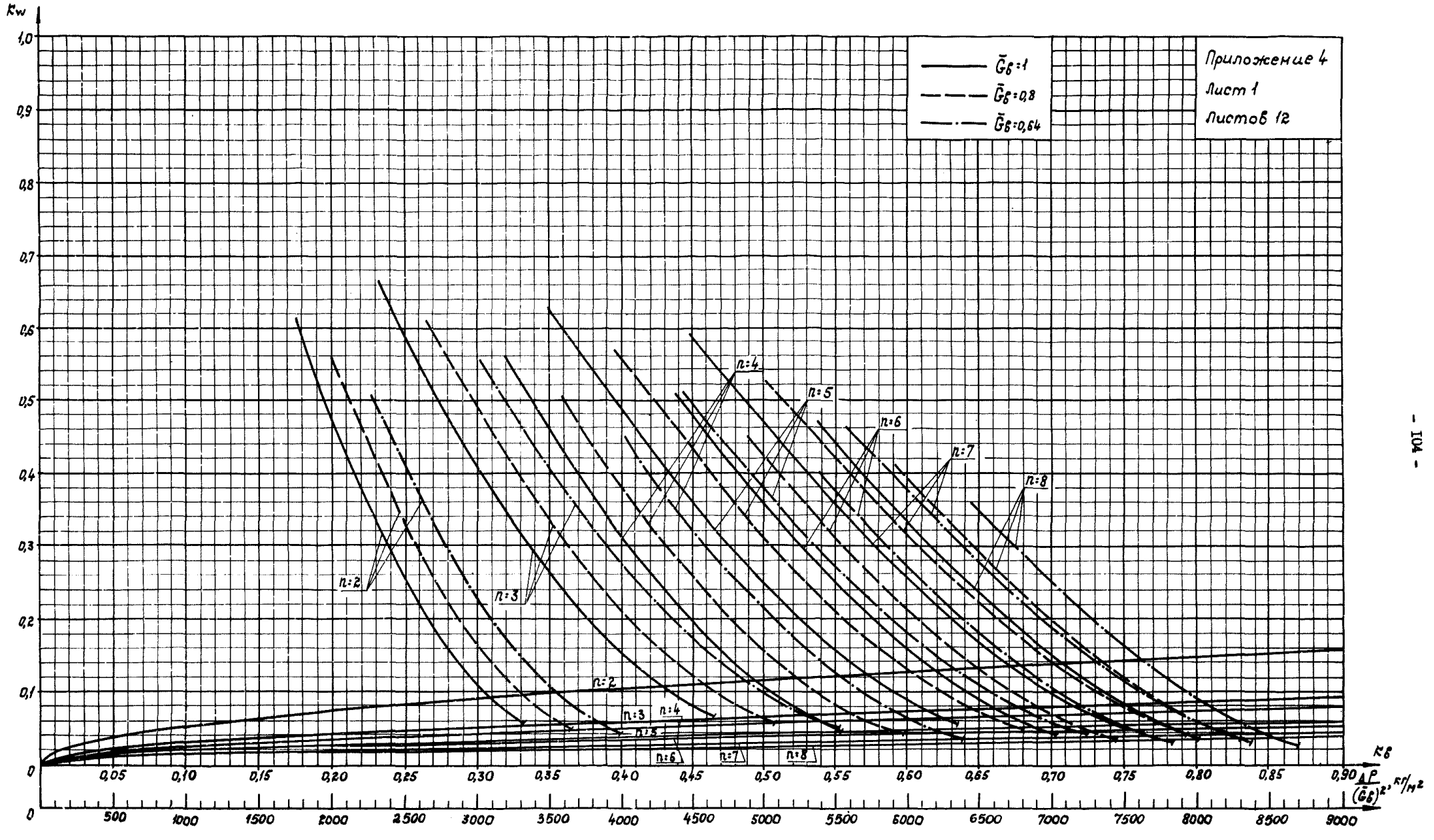
№ листа	Содержание листов приложения 4 (Схема обвязки по фронту)	Обвязка по ходу воздуха
Лист 5		Параллельная
Лист 6	См. лист 5	Последовательная противоточная
Лист 7		Параллельная
Лист 8	См. лист 7	Последовательная противоточная
Лист 9		Параллельная

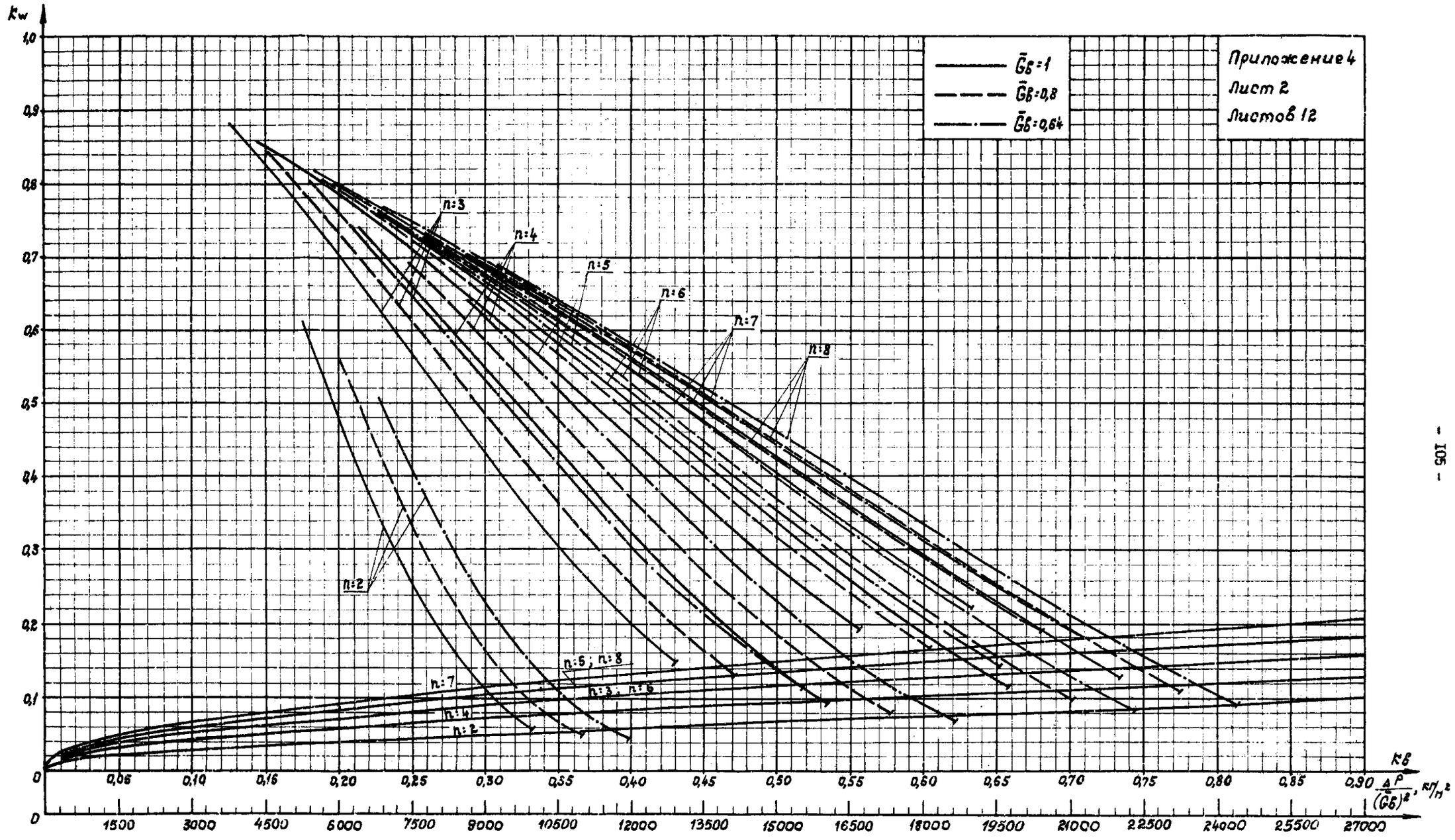
Содержание листов приложения 4

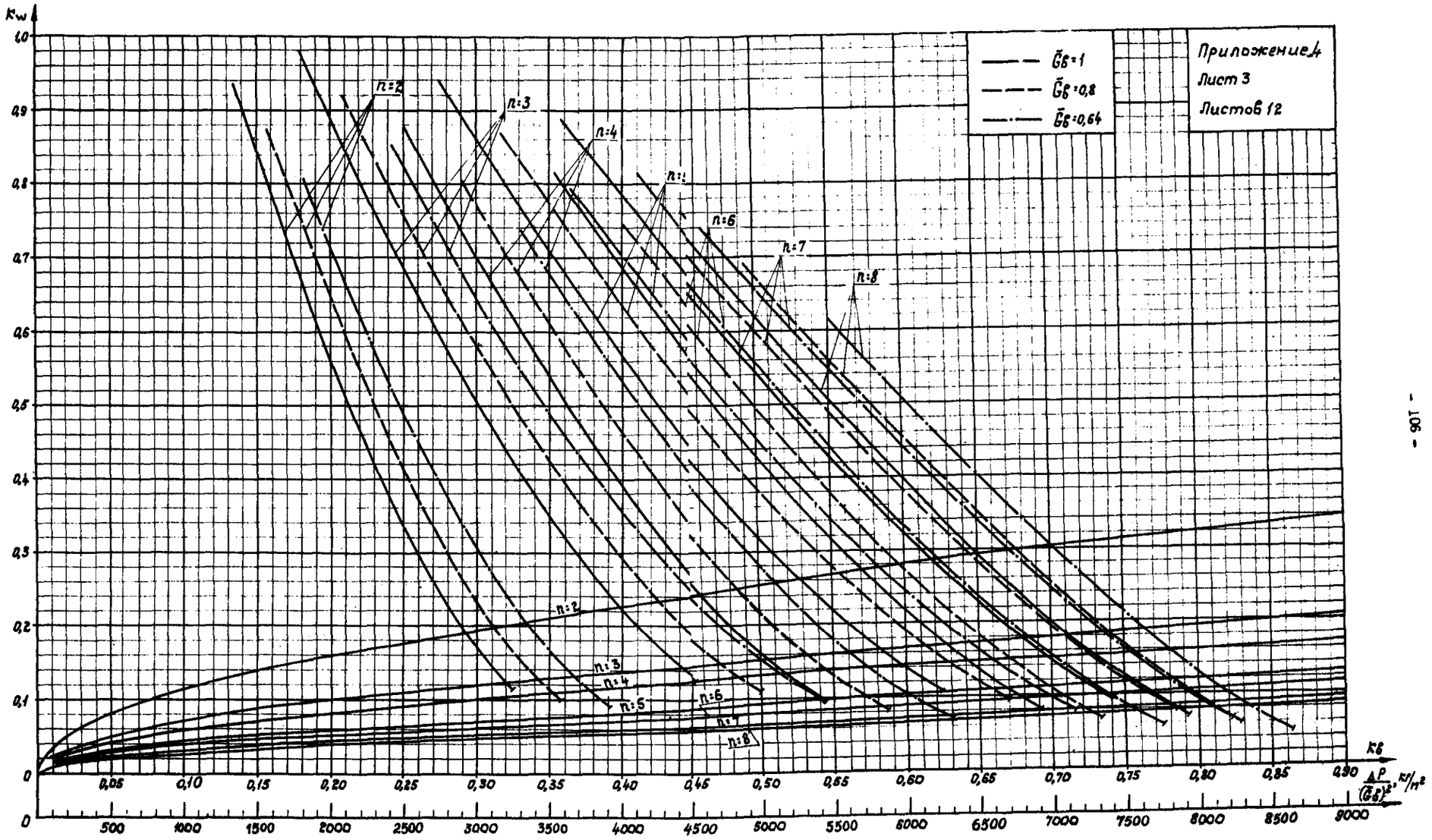
№ листа	Содержание листов приложения 4 (схема обвязки по фронту)	Обвязка по ходу воздуха
Лист 10	 16.02*12 25.02*12	Параллельная
Лист 11	см. лист 10	Последовательная противоточная
Лист 12	 16.02*12 25.02*12	Параллельная

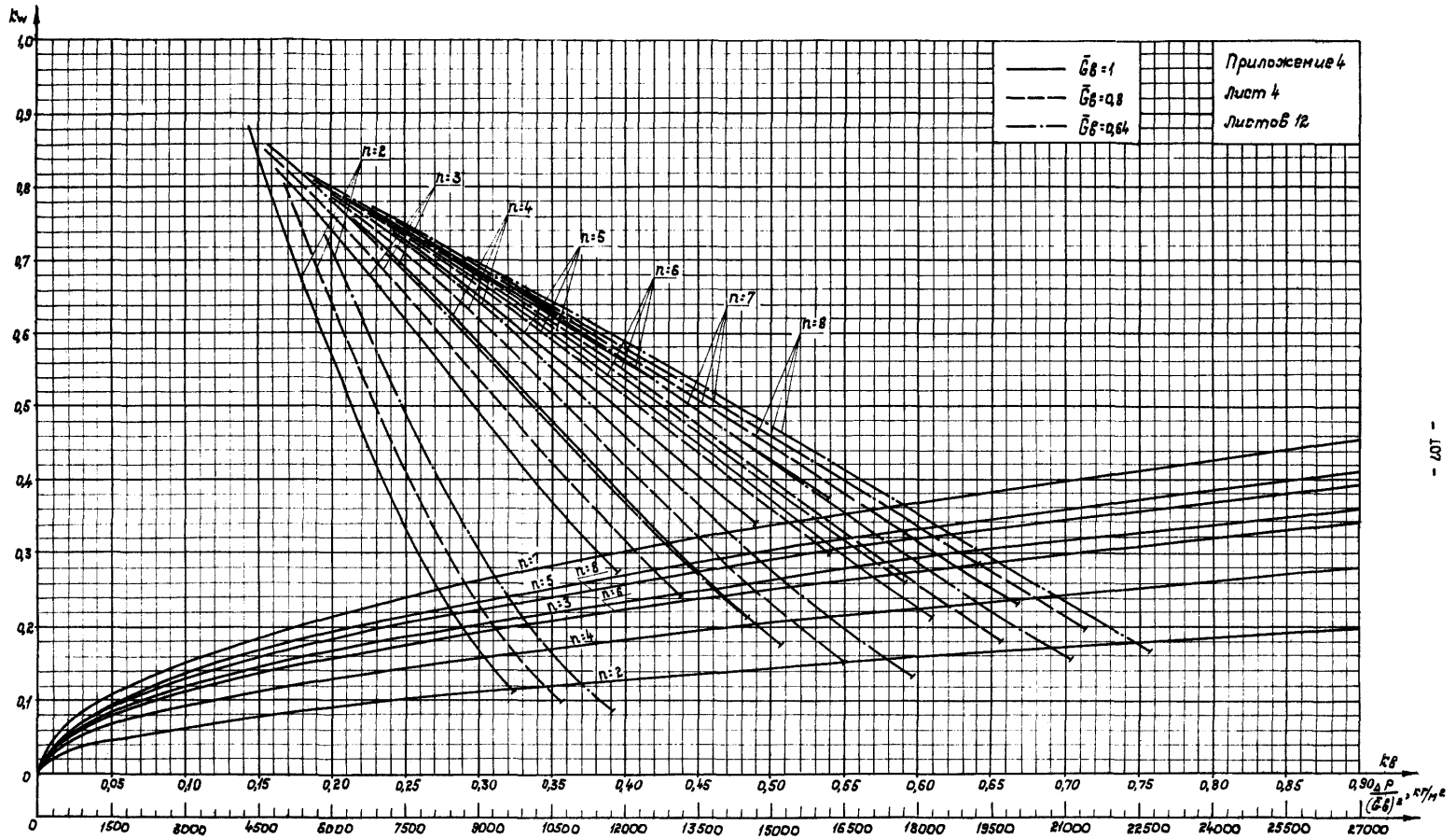
Примечания: 1. [2] - базовый однометровый теплообменник длина трубки ℓ=1655мм.
[3] - базовый 1,25-метровый теплообменник длина трубки ℓ=828мм.
[4] - базовый 1,25-метровый теплообменник длина трубки ℓ=1655мм.
[5] - базовый полутораметровый теплообменник длина трубки ℓ=1655мм.
[6] - базовый двухметровый теплообменник длина трубки ℓ=1655мм.

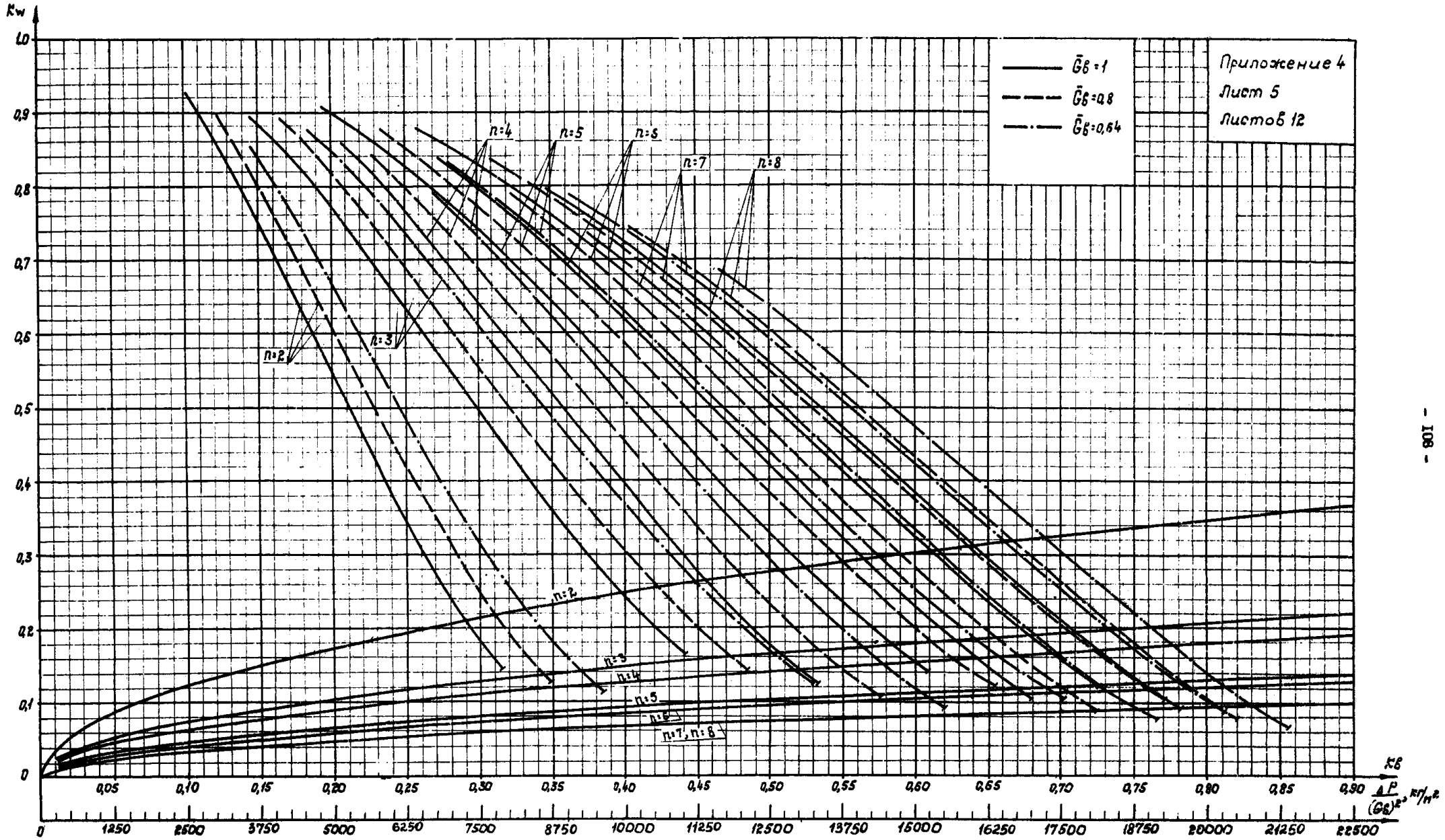
2. Пятая цифра в индексе обозначает количество рядов; в приведенных на номограммах графиках рассмотрены воздухоохладители с числом рядов от n=2 до n=8


Kw
1,0
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
0,05
0,10
0,15
0,20
0,25
0,30
0,35
0,40
0,45
0,50
0,55
0,60
0,65
0,70
0,75
0,80
0,85
0,90
Kб
ΔP / (Gб)², кг/м²
500
1000
1500
2000
2500
3000
3500
4000
4500
5000
5500
6000
6500
7000
7500
8000
8500
9000
n:2
n:3
n:4
n:5
n:6
n:7
n:8
Gб=1
Gб=0,8
Gб=0,64
Приложение 4
Лист 1
Листов 12

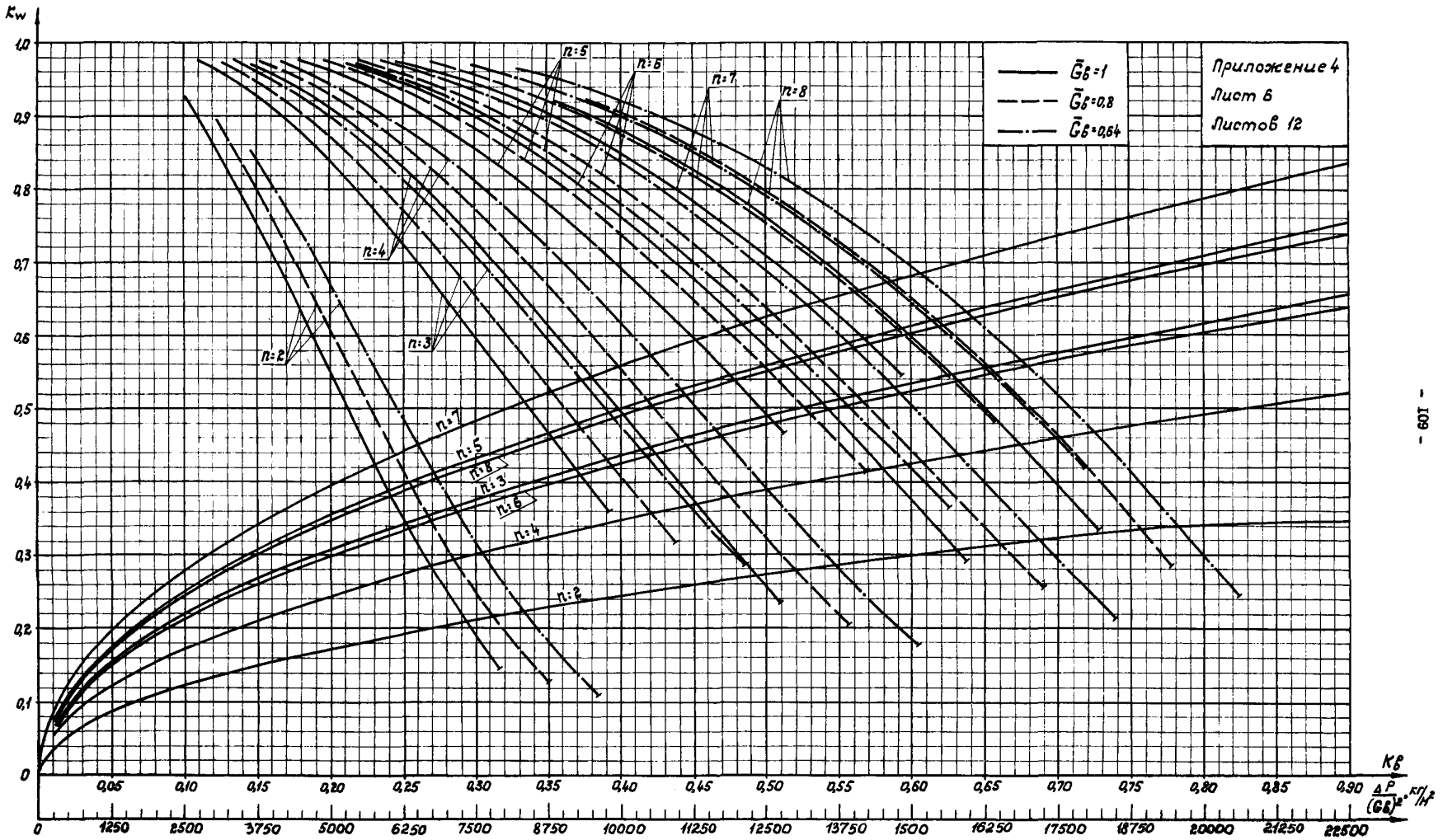

kw
1,0
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
$\bar{G}_B$=1
$\bar{G}_B$=0,8
$\bar{G}_B$=0,64
Приложение 4
Лист 2
Листов 12
n:3
n:4
n:5
n:6
n:7
n:8
n:2
n:5 ; n:8
n:7
n:3 ; n:6
n:4
n:2
0,05
0,10
0,15
0,20
0,25
0,30
0,35
0,40
0,45
0,50
0,55
0,60
0,65
0,70
0,75
0,80
0,85
0,90
$\frac{\Delta P}{(G_B)^2}$, кг/м²
1500
3000
4500
6000
7500
9000
10500
12000
13500
15000
16500
18000
19500
21000
22500
24000
25500
27000

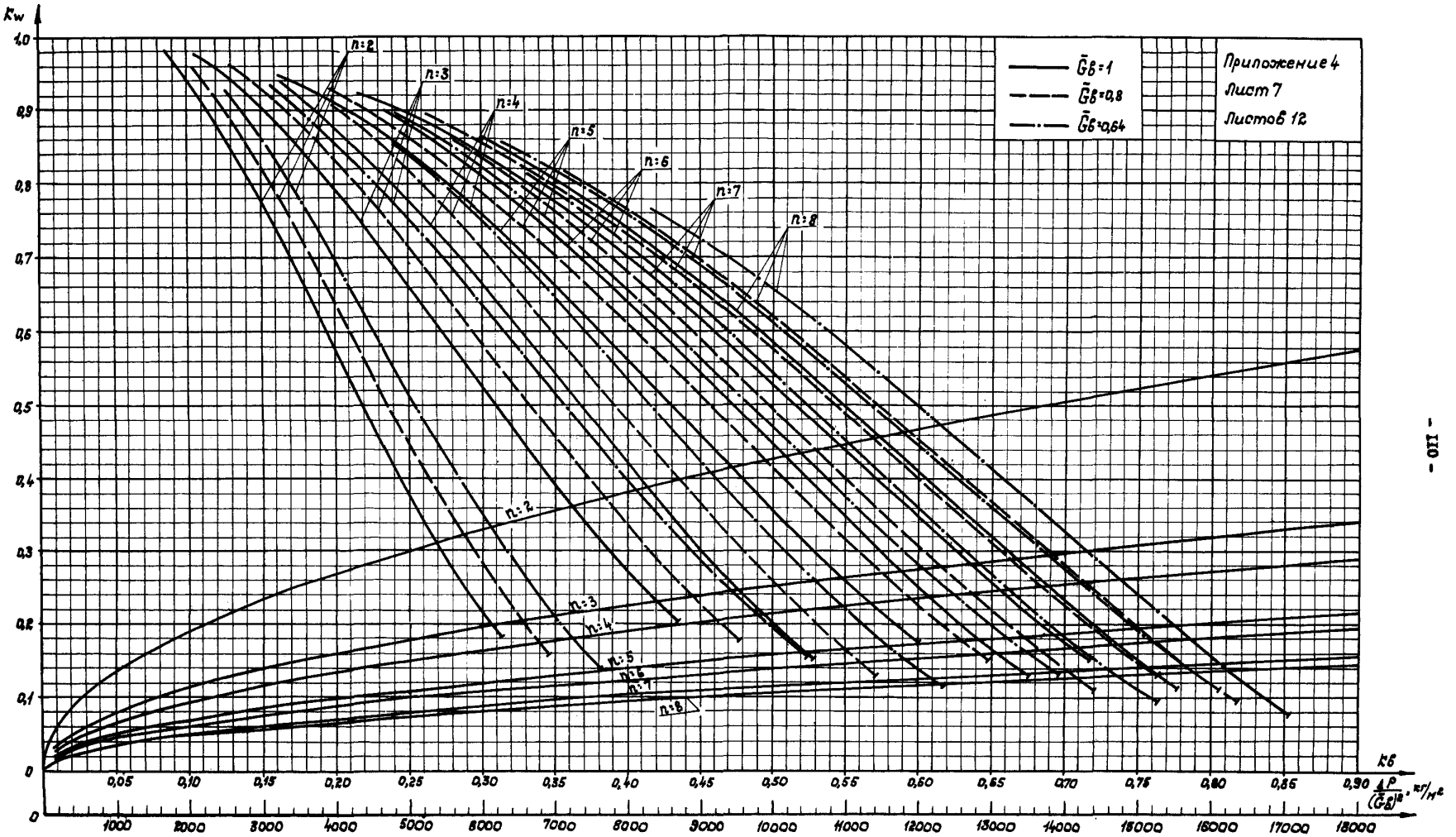

Kw
1,0
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
n=2
n=3
n=4
n=5
n=6
n=7
n=8
Gб=1
Gб=0,8
Gб=0,64
Приложение 4
Лист 3
Листов 12
Kб
0,05 0,10 0,15 0,20 0,25 0,30 0,35 0,40 0,45 0,50 0,55 0,60 0,65 0,70 0,75 0,80 0,85 0,90
ΔP/(Gб)², кг/м²
0 500 1000 1500 2000 2500 3000 3500 4000 4500 5000 5500 6000 6500 7000 7500 8000 8500 9000

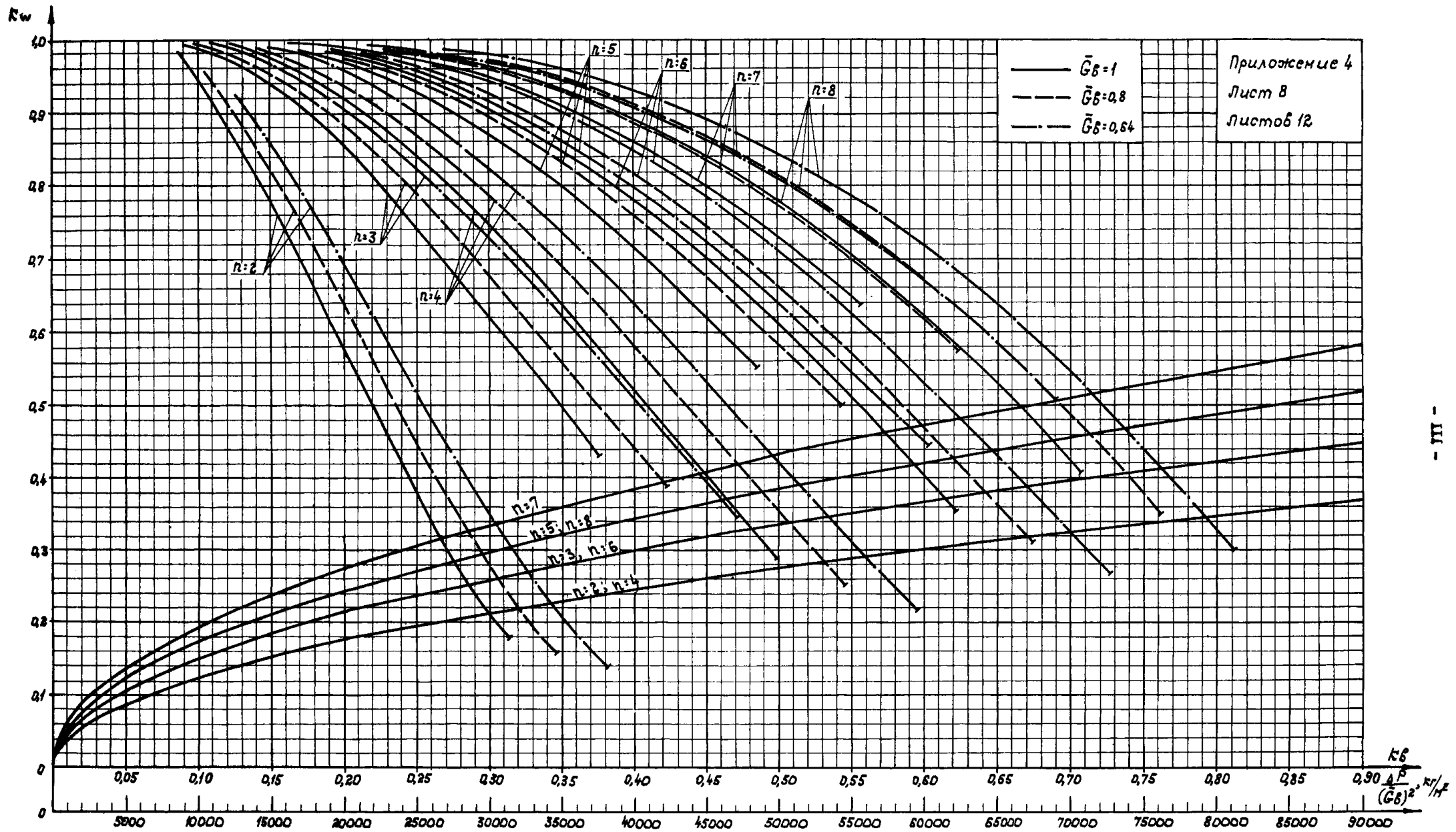

kw
1,0
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
n=2
n=3
n=4
n=5
n=6
n=7
n=8
$\bar{G}_B$=1
$\bar{G}_B$=0,8
$\bar{G}_B$=0,64
Приложение 4
Лист 4
Листов 12
0,05
0,10
0,15
0,20
0,25
0,30
0,35
0,40
0,45
0,50
0,55
0,60
0,65
0,70
0,75
0,80
0,85
0,90
kg
$\frac{\Delta p}{(\bar{G}_B)^2}$, кг/м²
1500
3000
4500
6000
7500
9000
10500
12000
13500
15000
16500
18000
19500
21000
22500
24000
25500
27000

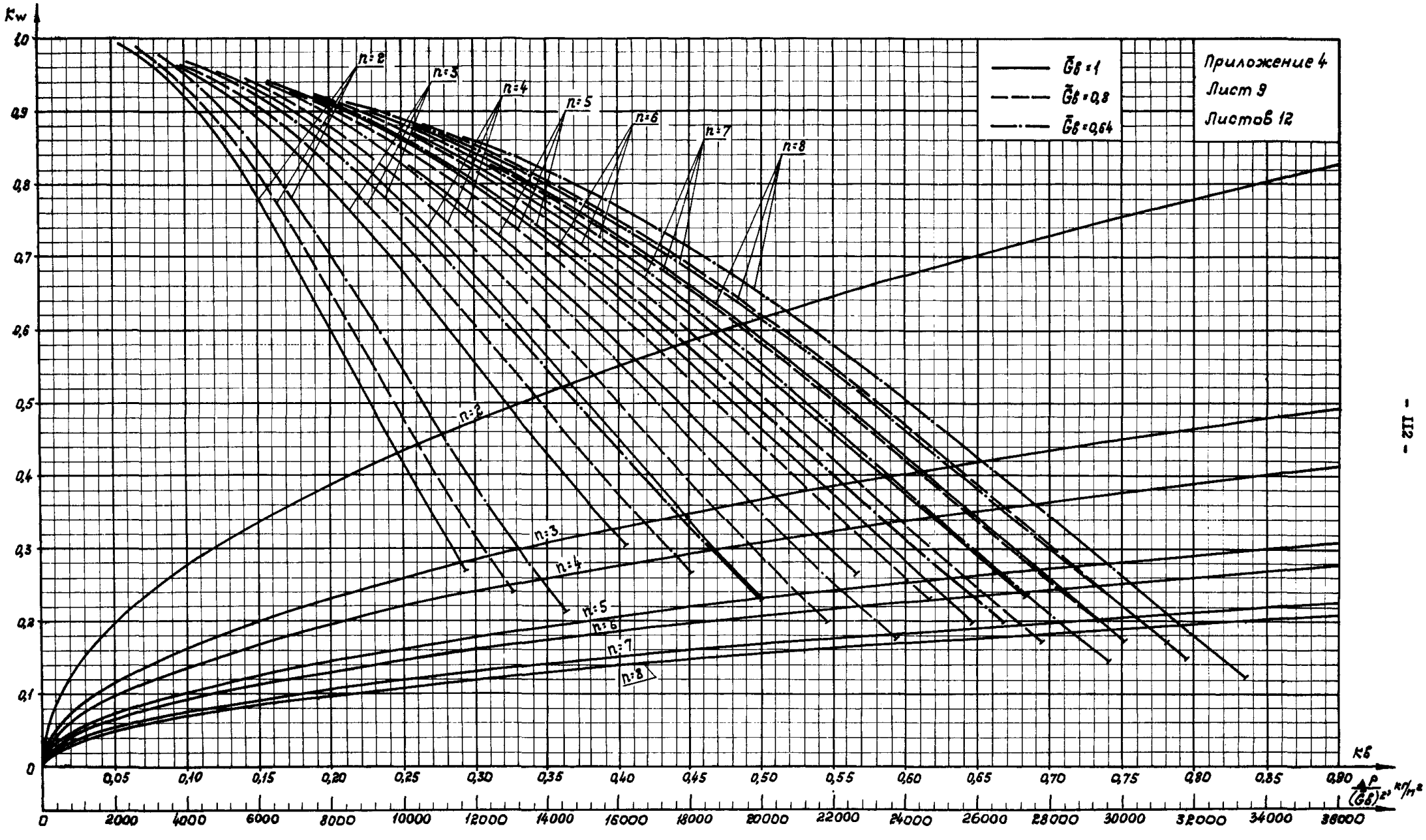


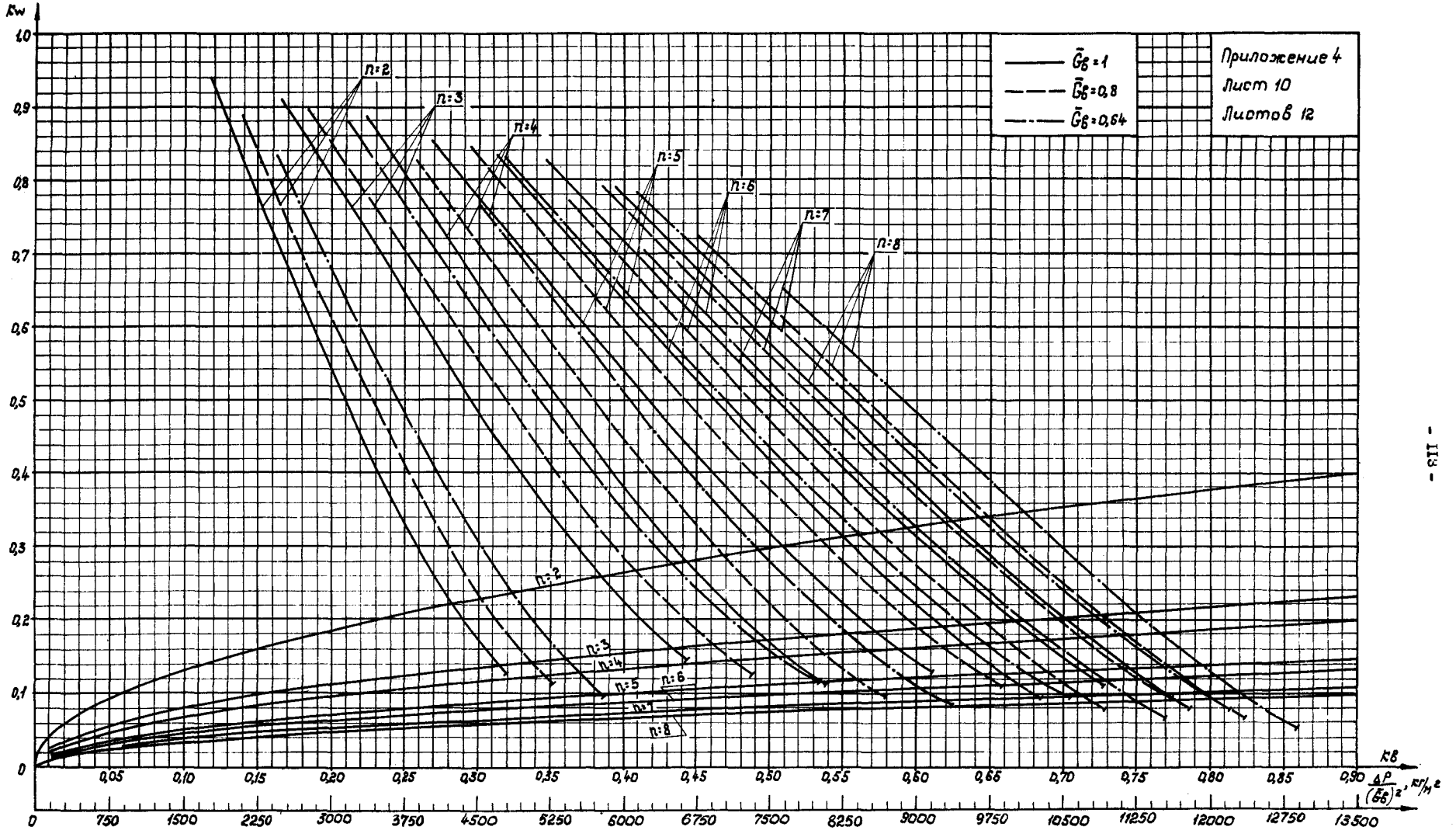
Приложение 4
Лист 5
Листов 12

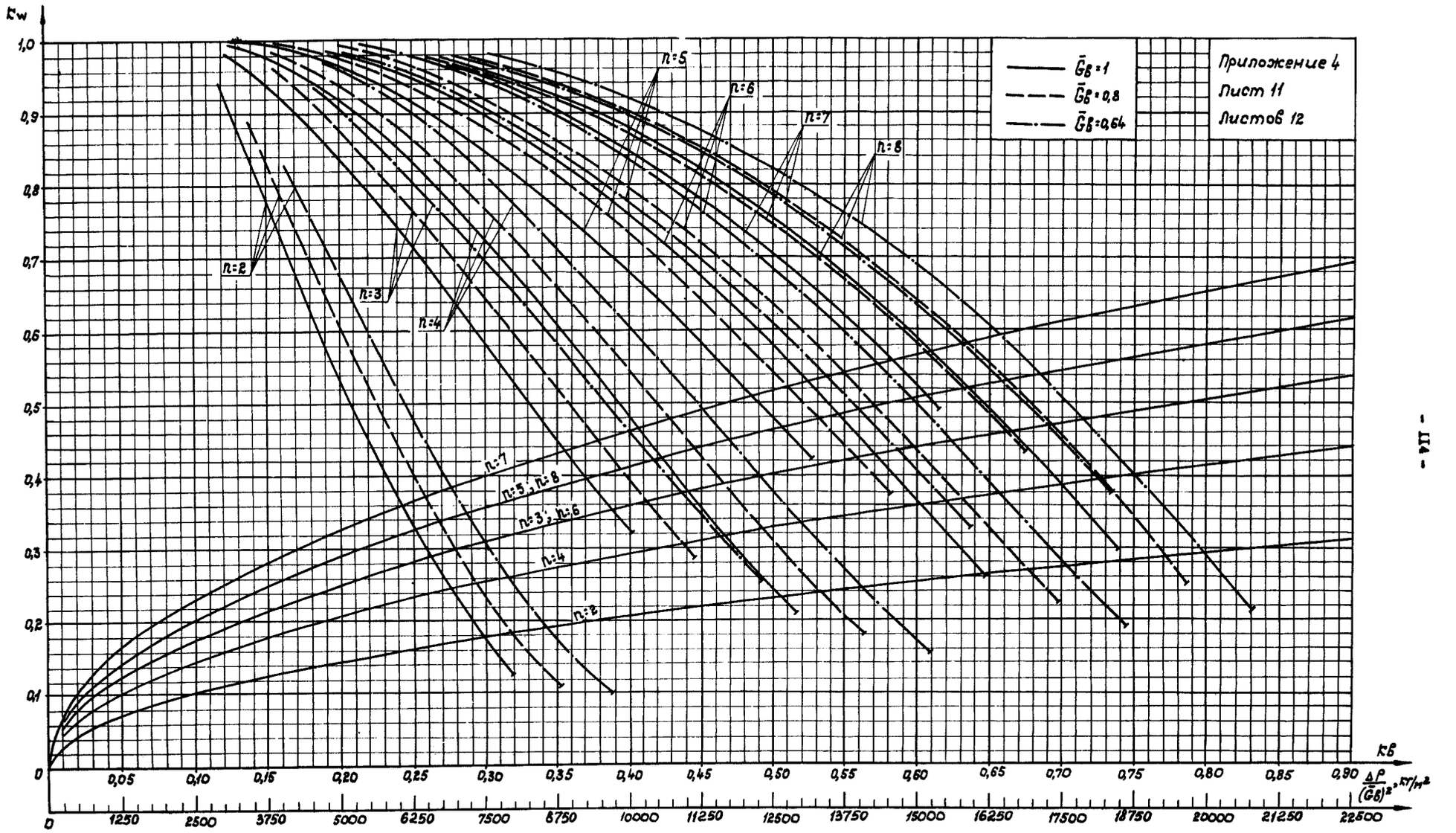

Kw
1,0
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
n=5
n=6
n=7
n=8
n=4
n=3
n=2
n=7
n=5
n=8
n=3
n=6
n=4
n=2
$\bar{G}_\beta$=1
$\bar{G}_\beta$=0,8
$\bar{G}_\beta$=0,64
Приложение 4
Лист 6
Листов 12
0,05
0,10
0,15
0,20
0,25
0,30
0,35
0,40
0,45
0,50
0,55
0,60
0,65
0,70
0,75
0,80
0,85
0,90
K_β
0
1250
2500
3750
5000
6250
7500
8750
10000
11250
12500
13750
1500
16250
17500
18750
20000
21250
22500
$\frac{\Delta P}{(G_\beta)^2}$, кг/ч²

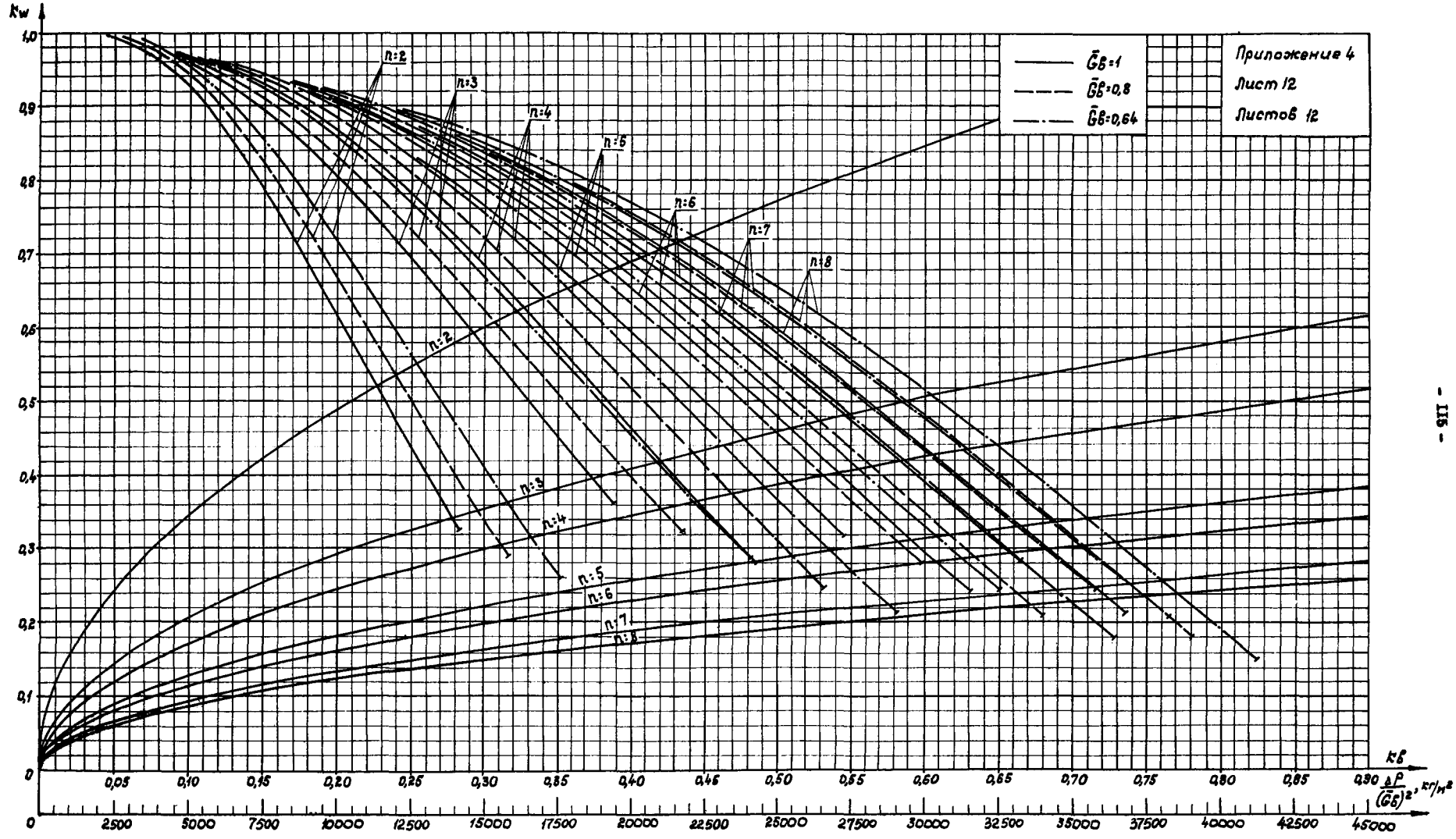

Kw
1,0
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
n:2
n:3
n:4
n:5
n:6
n:7
n:8
$\bar{G}\bar{\beta}=1$
$\bar{G}\bar{\beta}=0,8$
$\bar{G}\bar{\beta}=0,64$
Приложение 4
Лист 7
Листов 12
0,05 0,10 0,15 0,20 0,25 0,30 0,35 0,40 0,45 0,50 0,55 0,60 0,65 0,70 0,75 0,80 0,85 0,90
$\bar{G}\bar{\beta}$
$\frac{\Delta P}{(\bar{G}\bar{\beta})^2}$, кг/м²
1000 2000 3000 4000 5000 6000 7000 8000 9000 10000 11000 12000 13000 14000 15000 16000 17000 18000


Kw
1,0
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
n=2
n=3
n=4
n=5
n=6
n=7
n=8
n=7
n=5; n=8
n=3; n=6
n=2; n=4
$\bar{G}_B$=1
$\bar{G}_B$=0,8
$\bar{G}_B$=0,64
Приложение 4
Лист 8
Листов 12
0,05 0,10 0,15 0,20 0,25 0,30 0,35 0,40 0,45 0,50 0,55 0,60 0,65 0,70 0,75 0,80 0,85 0,90
5000 10000 15000 20000 25000 30000 35000 40000 45000 50000 55000 60000 65000 70000 75000 80000 85000 90000
$K\bar{G}$
$\frac{\Delta P}{(\bar{G}B)^2}$ кг/м²


Kw
1,0
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
n=2
n=3
n=4
n=5
n=6
n=7
n=8
$\bar{G}_B$ = 1
$\bar{G}_B$ = 0,8
$\bar{G}_B$ = 0,64
Приложение 4
Лист 9
Листов 12
0,05
0,10
0,15
0,20
0,25
0,30
0,35
0,40
0,45
0,50
0,55
0,60
0,65
0,70
0,75
0,80
0,85
0,90
$K_{\bar{G}}$
2000
4000
6000
8000
10000
12000
14000
16000
18000
20000
22000
24000
26000
28000
30000
32000
34000
36000
$\frac{P}{(G_B)^2}$ кг/м²


Kw
1,0
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
n=2
n=3
n=4
n=5
n=6
n=7
n=8
$\bar{G}_б = 1$
$\bar{G}_б = 0,8$
$\bar{G}_б = 0,64$
Приложение 4
Лист 10
Листов 12
0,05
0,10
0,15
0,20
0,25
0,30
0,35
0,40
0,45
0,50
0,55
0,60
0,65
0,70
0,75
0,80
0,85
0,90
Kв
0
750
1500
2250
3000
3750
4500
5250
6000
6750
7500
8250
9000
9750
10500
11250
12000
12750
13500
$\frac{\Delta P}{(\bar{G}_б)^2}$, кг/м²


t_w
1,0
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
n=2
n=3
n=4
n=5
n=6
n=7
n=8
n=7
n=5 ; n=8
n=3 ; n=6
n=4
n=2
$\bar{G}_B = 1$
$\bar{G}_B = 0,8$
$\bar{G}_B = 0,64$
Приложение 4
Лист 11
Листов 12
k_B
0,05 0,10 0,15 0,20 0,25 0,30 0,35 0,40 0,45 0,50 0,55 0,60 0,65 0,70 0,75 0,80 0,85 0,90
$\frac{\Delta P}{(\bar{G}_B)^2}$, кг/м²
0 1250 2500 3750 5000 6250 7500 8750 10000 11250 12500 13750 15000 16250 17500 18750 20000 21250 22500

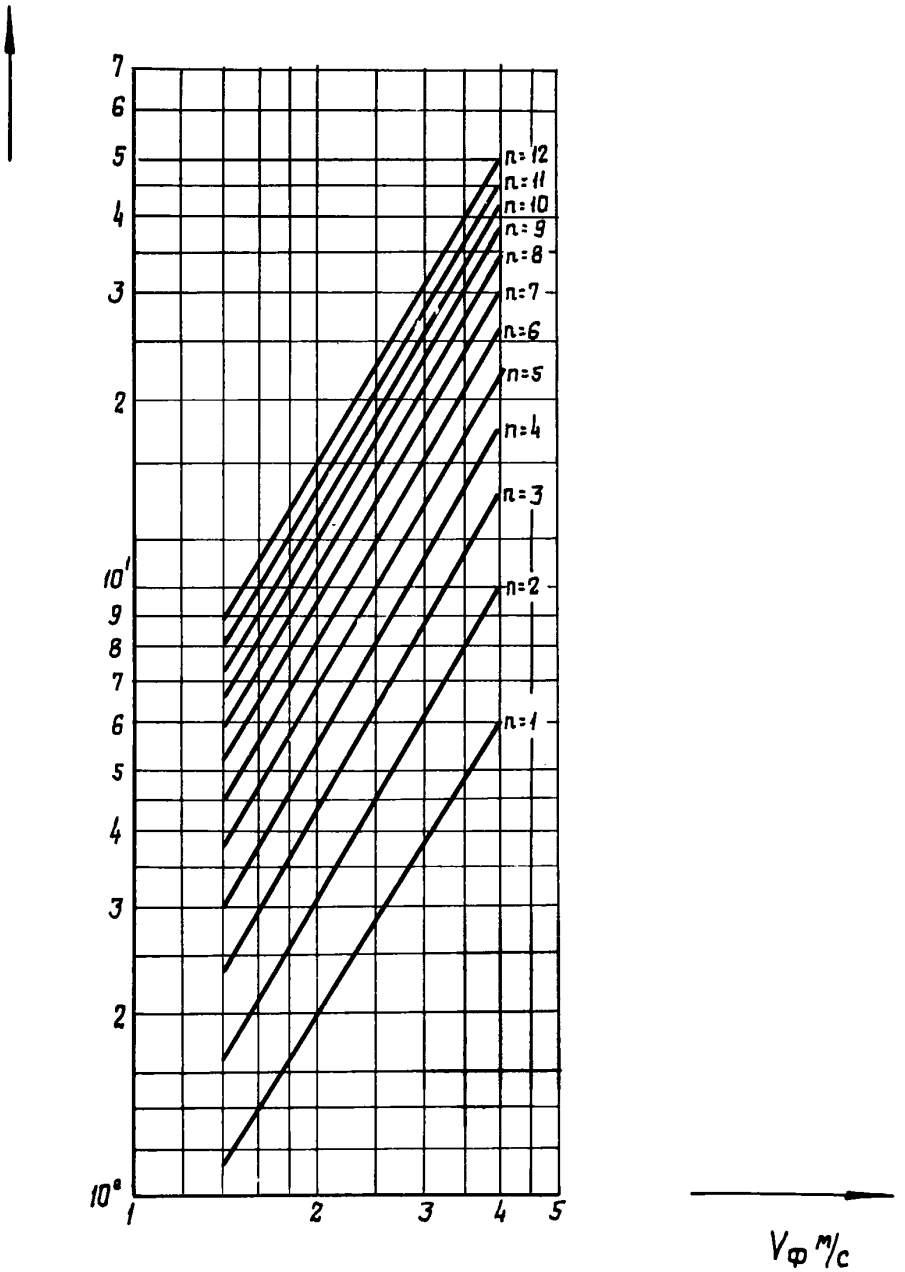

Kw
1,0
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
n:2
n:3
n:4
n:5
n:6
n:7
n:8
$\bar{G}\bar{\beta}$=1
$\bar{G}\bar{\beta}$=0,8
$\bar{G}\bar{\beta}$=0,64
Приложение 4
Лист 12
Листов 12
0,05 0,10 0,15 0,20 0,25 0,30 0,35 0,40 0,45 0,50 0,55 0,60 0,65 0,70 0,75 0,80 0,85 0,90
2500 5000 7500 10000 12500 15000 17500 20000 22500 25000 27500 30000 32500 35000 37500 40000 42500 45000
$K\bar{\beta}$
$\frac{\Delta P}{(\bar{G}\bar{\beta})^2}$, кг/м²

Приложение 5

Листов 1 Лист 1

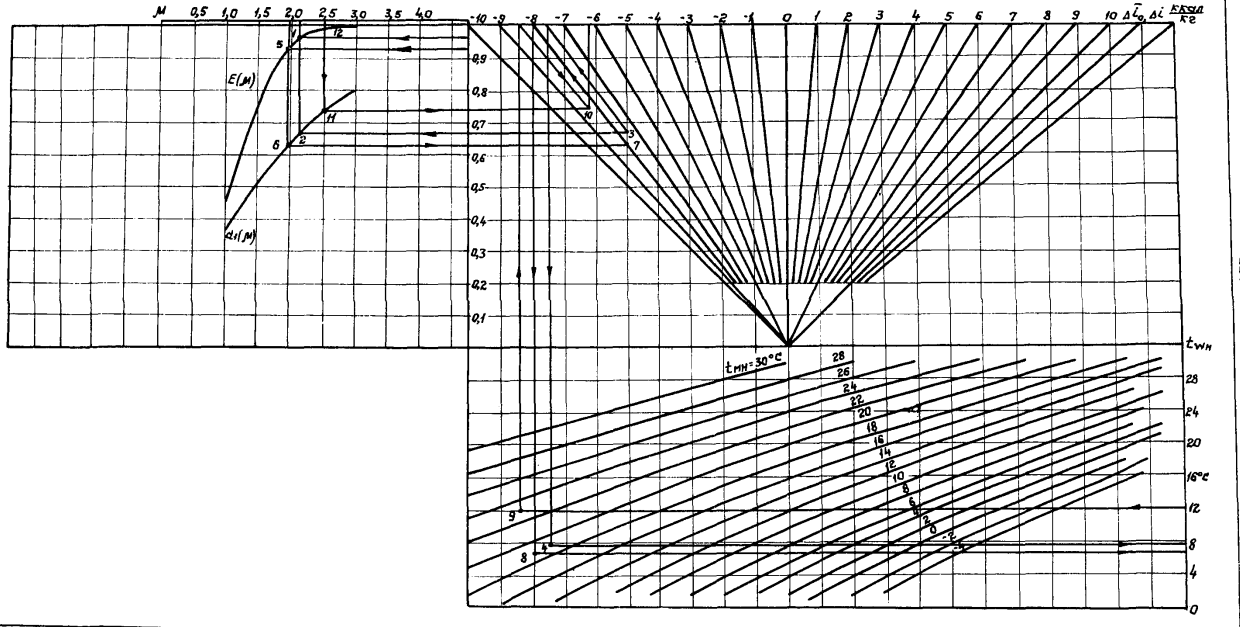
ΔP_a кГ/м²

при $t_{ср} = 20°C$



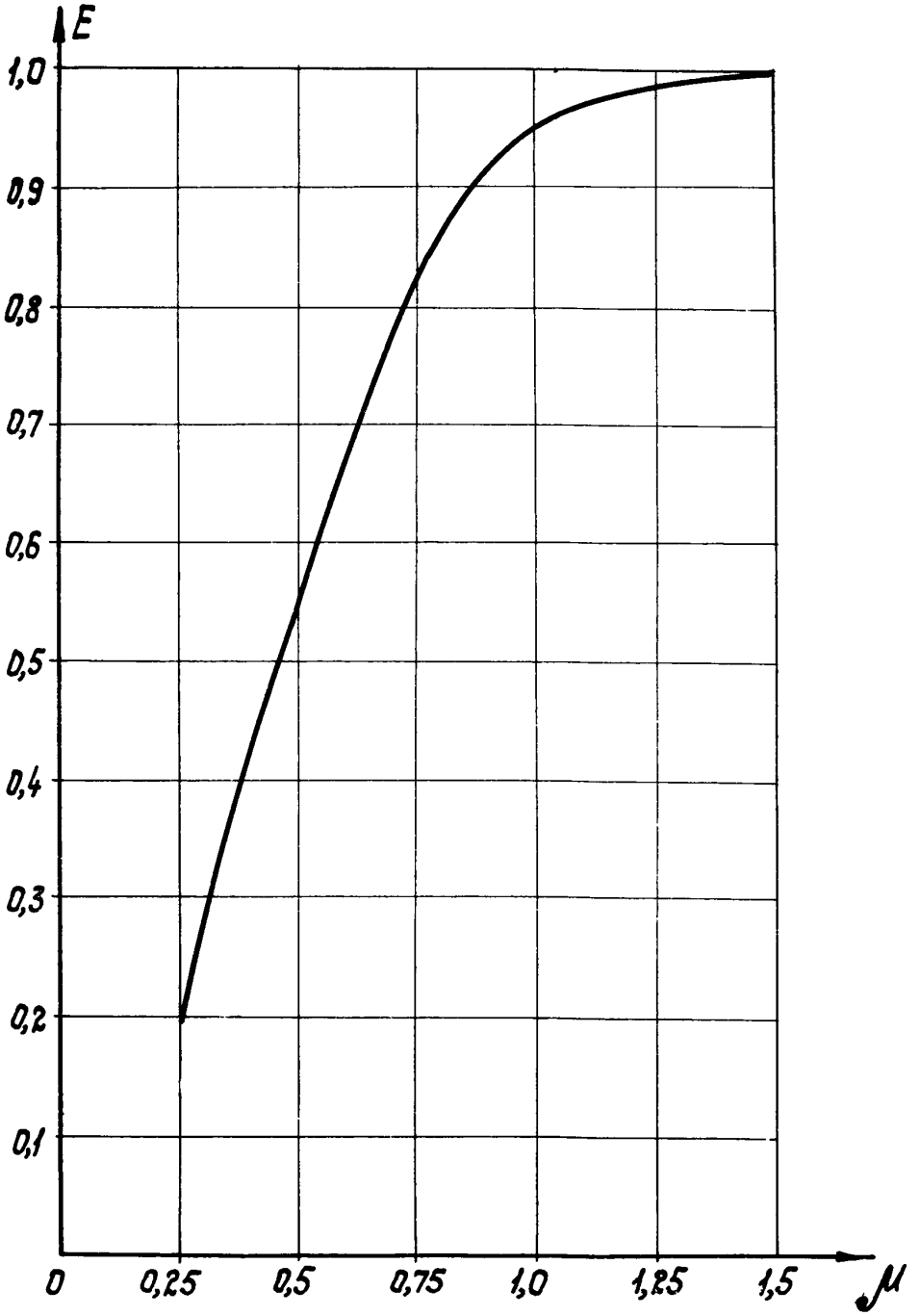
Приложение 6 Лист 1 Листов 3

Номограмма для расчета камер орошения ОКС-2



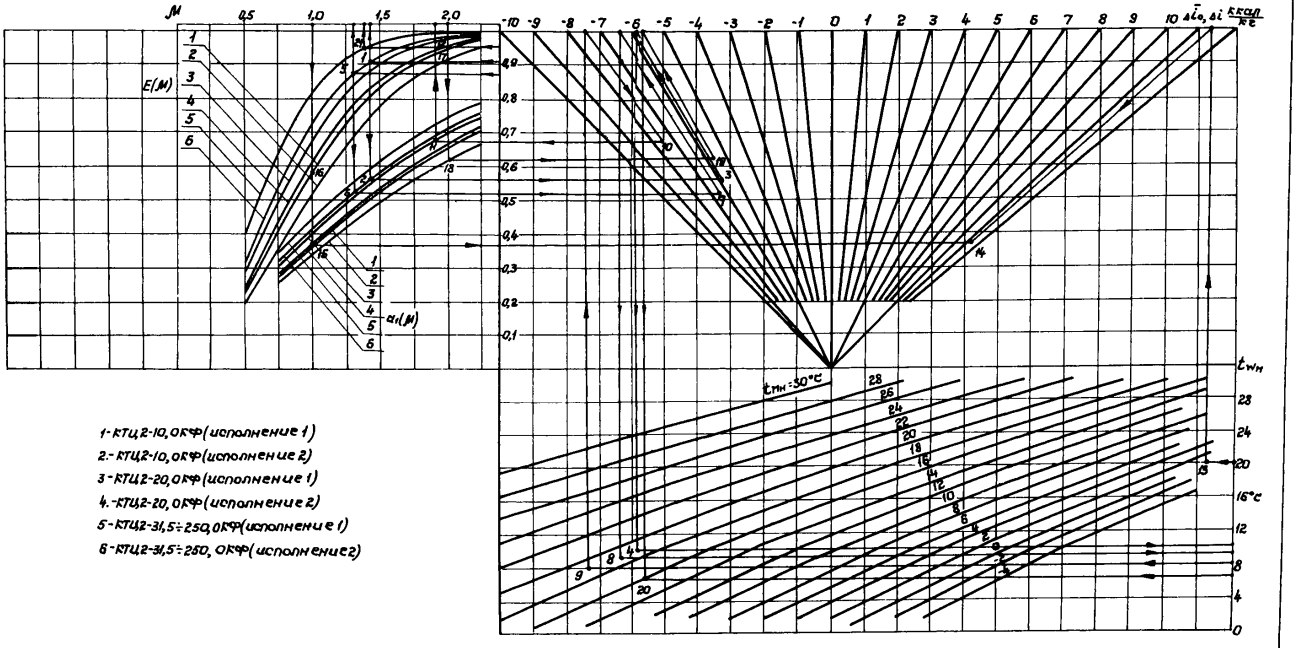
Номограмма для расчета ОКС-2

Адиабатическая система



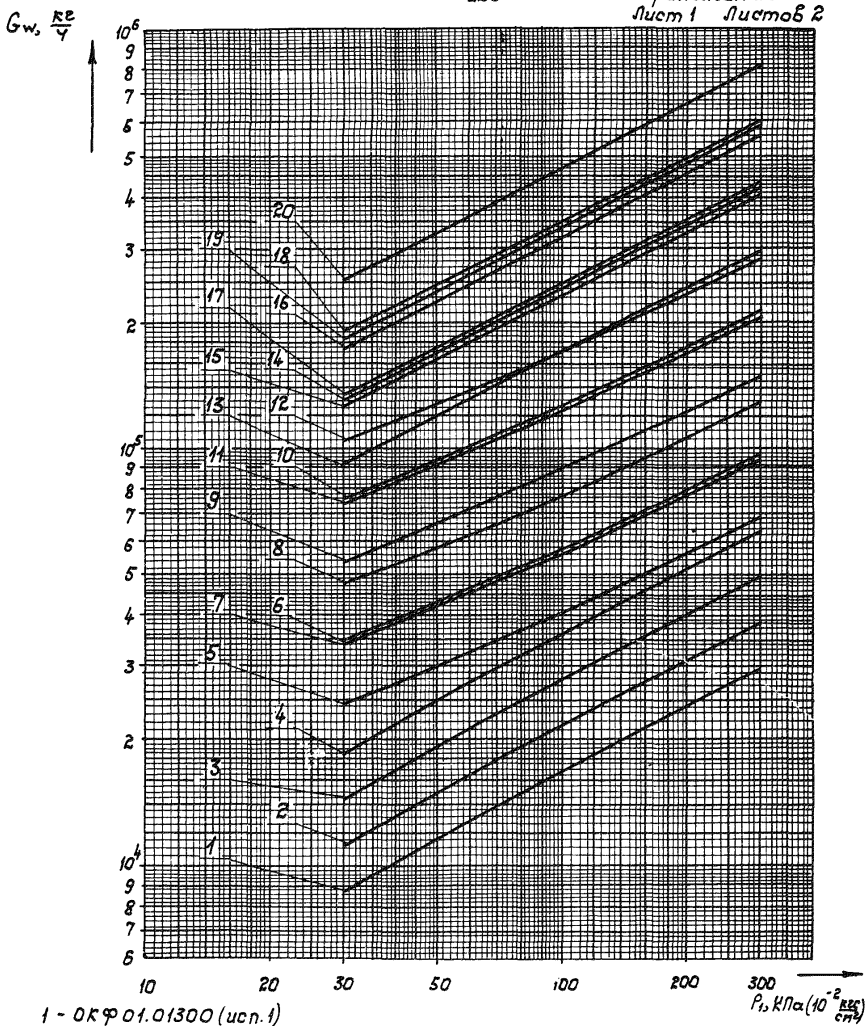
Приложение 6 Лист 3 Листов 3

Номограмма для расчета камер орошения ОКФ

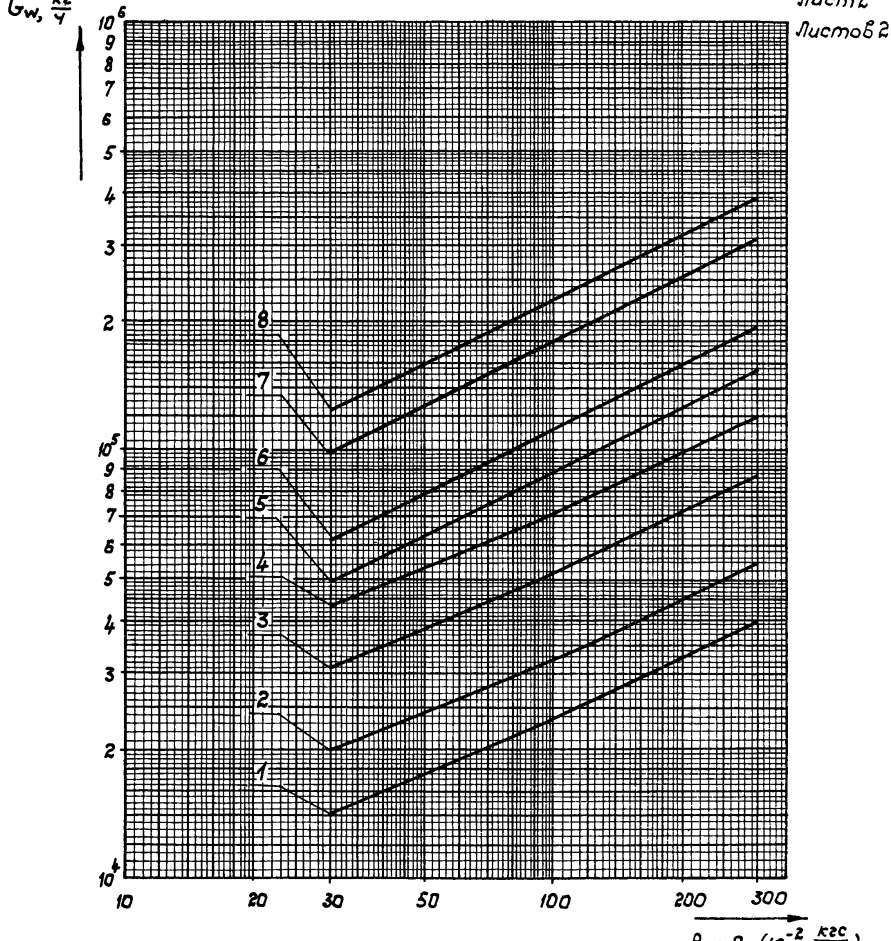


1- КТЦ2-10, ОКФ (исполнение 1)
2- КТЦ2-10, ОКФ (исполнение 2)
3- КТЦ2-20, ОКФ (исполнение 1)
4- КТЦ2-20, ОКФ (исполнение 2)
5- КТЦ2-31,5÷250, ОКФ (исполнение 1)
6- КТЦ2-31,5÷250, ОКФ (исполнение 2)

Приложение 7
Лист 1 Листов 2



1 - ОКФ 01.01300 (исп. 1)
2 - ОКФ 01.01300 (исп. 1)
3 - ОКФ 02.01300 (исп. 1)
4 - ОКФ 02.01300 (исп. 2)
5 - ОКФ 03.01300 (исп. 1)
6 - ОКФ 03.01300 (исп. 2)
7 - ОКФ 04.01300 (исп. 1)
8 - ОКФ 04.01300 (исп. 2)
9 - ОКФ 06.01300 (исп. 1)
10 - ОКФ 06.01300 (исп. 2)
11 - ОКФ 08.01300 (исп. 1)
12 - ОКФ 08.01300 (исп. 2)
13 - ОКФ 12.01300 (исп. 1)
14 - ОКФ 12.01300 (исп. 2)
15 - ОКФ 16.01300 (исп. 1)
16 - ОКФ 16.01300 (исп. 2)
17 - ОКФ 20.01300 (исп. 1)
18 - ОКФ 20.01300 (исп. 2)
19 - ОКФ 25.01300 (исп. 1)
20 - ОКФ 25.01300 (исп. 2)



Адиабатическая система орошения

1 - ОКС-2 03.01201
2 - ОКС-2 04.01201
3 - ОКС-2 06.01201
4 - ОКС-2 08.01201

Политропическая система орошения

5. - ОКС-2 03.01201
6. - ОКС-2 04.01201
7. - ОКС-2 06.01201
8 - ОКС-2 08.01201

Редактор Л.В.Полячек
Техн. редактор Т.В.Леонтьева

Подписано к печати 16.II.84 БЦ-08878 Формат 60x90/8
Печать офсетная Печ.л. 15,25 Уч.-изд.л. 21,0
Тираж 3000 Изд.№ 479-84 Зак. 1103

ЦНИИТЭстроймаш, 121019, Москва, ул.Маркса-Энгельса, 7/10
Отдел опытного полиграфического производства
111141, Москва, 2-й проезд Перова поля, 5

gost.e-ecolog.ru