

Защита воздушными завесами проемов охлаждаемых помещений. Часть 1

Ю. Н. Марр, советник генерального директора АО «НПО «Тепломаш»

В охлаждаемых помещениях поддерживается температура воздуха ниже температуры окружающей среды. Сюда относятся холодильные и морозильные камеры, кондиционируемые помещения. В связи с тем, что теплый и холодный воздух поменялись местами относительно проема, разность давлений в проеме становится отрицательной. При открывании дверей холодный воздух вытекает понизу из помещения, а теплый врывается внутрь в верхней части проема, если помещение герметичного типа. В негерметичном помещении все сечение двери может быть заполнено вытекающим холодным воздухом, а восполнение массы теплым воздухом будет происходить через неплотности в верхней части здания и открытые окна. В любом случае на компенсацию теплопритоков от воздухообмена потребуется дополнительная холодильная мощность. Можно ли ощутимо уменьшить теплопритоки установкой воздушных завес?

В существующей технической литературе по устройству холодильников [1–4] защита завесами не упоминается. Рассматривается добавка холодопроизводительности на компенсацию теплопритоков от воздухообмена при открывании дверей и ворот, осредненная по времени работы холодильной установки. Удельная (на 1 м² пола камеры) величина добавки зависит от назначения камеры, от ее размеров, от внутренней температуры, от частоты и продолжительности открывания ворот. В [5] имеется лишь упоминание, что в целях снижения потерь холода следует предусматривать устройство холодных воздушных завес. В отличие от [1–5], некоторые ограниченные оценки мгновенных теплопритоков при открывании дверей сделаны в [6]. Переход от мгновенных теплопритоков к величине добавочной холодопроизводительности требует обширной информации по технологическому циклу эксплуатации камеры. Такая информация является, как правило, индивидуальной для каждого объекта. Поэтому в отсутствие нормативных требований к холодильным технологическим регламентам какие-либо обобщенные проектные рекомендации по защите проемов не имеют смысла. Однако это не отменяет актуальности получения более разработанных рекомендаций по расчету мгновенных теплопритоков.

По ряду причин защита проемов холодильных камер и кондиционируемых помещений требует отдельного рассмотрения. Здесь приведены результаты только по холодильным и морозильным камерам. Кондиционируемые помещения будут рассмотрены в части 2.

Практика многочисленных отечественных и зарубежных холодильных сооружений показывает, что холодные завесы повсеместно используются для защиты проемов. Завесы устанавливаются с внешней стороны защищаемых помещений преимущественно сверху над воротами. Всасывается наружный теплый воздух. Струя этого воздуха направляется вниз к полу, в общем случае, под ненулевым углом к плоскости проема. Около пола, как показано на рис. 1, происходит растекание струи. Если завеса подобрана правильно, то реализуется полная защита [6], т. е. ядро постоянного расхода разворачивается и вытекает наружу, эжектированные струей внутренние холодные массы отделяются от ядра и возвращаются в камеру. Учитывая, что холодильные камеры по смыслу своему должны быть помещениями герметичного типа, то и аэродинамическая структура в проеме должна соответствовать режиму полной защиты.

Теплопритоки через открытый незащищенный проем и в режиме полной защиты завесой обусловлены разными причинами. В первом случае — это, как и указывается в [1–4], простой воздухообмен, во втором — это теплоперенос в процессе контакта теплой струи с холодными внутренними массами. Если в первом случае теплоприток определяется произведением расхода вытекающего теплого воздуха на разность энтальпий наружного и внутреннего воздуха, то во втором, согласно [6], оценка теплопритока представляется как конвективная теплопередача от ядра постоянного расхода струи в пространство, окружающее струю и сформированное массами,

которые эжектировало ядро струи. Напомним, что в [6] ядро постоянного расхода рассмотрено как канал с проницаемой границей. Введен условный коэффициент теплоотдачи α от границы канала. По известным аэродинамическим и температурным данным свободной затопленной турбулентной струи построена зависимость среднего коэффициента теплоотдачи от параметров струи. Таким образом, конвективный теплоприток может быть найден из обычного выражения

$$Q = \alpha F_{\text{стр}} \Delta t_{\text{ср}}, \quad (1)$$

где $F_{\text{стр}}$ — площадь поверхности ядра постоянного расхода; $\Delta t_{\text{ср}}$ — средняя разность температур между ядром и окружающим пространством.

В действительности оказалось более продуктивным вести расчеты по выражениям, получаемым с помощью теории теплообменных аппаратов. Так, теплопотери струи, или теплоприток от струи в пространство охлаждаемой камеры (с учетом теплообмена струи как с холодной, так и с теплой стороной) рассчитывается по выражению

$$\tilde{Q}_{\text{пот}} = 0,25[1 - \exp(-2\varepsilon_L)] + 0,5\varepsilon_L, \quad (2)$$

где $\tilde{Q}_{\text{пот}} = Q_{\text{пот}} / (t_0 - t_1)W_{\text{я}}$ — удельный теплоприток, сосредоточенный в пространстве течения эжектированных масс; t_0 — начальная температура ядра (температура наружного воздуха); t_1 — температура воздуха в камере; $W_{\text{я}} = C_p G_3$ — водяной эквивалент ядра постоянного расхода струи (расхода через завесу); $\varepsilon_L = \alpha F / W_{\text{я}}$ — число единиц переноса тепла, в котором α — средний коэффициент теплоотдачи ядра постоянного расхода; $F = LB$ — площадь поверхности боковой стороны ядра струи (с одной стороны плоской струи); L — длина струи; B — ее ширина. В общем случае, лишь часть расхода эжектированных масс отделяется от струи. Однако в случае полной защиты, как в рассматриваемой ситуации, от струи будет отделяться и возвращаться в камеру вся эжектированная масса. Поэтому теплоприток следует оценивать полным выражением (2).

Теплоприток по (2) — это только конвективный теплоперенос. Разность влажностей наружного воздуха и внутри камеры приведет к турбулентной диффузии влаги от ядра струи к воздуху камеры. Конденсация и замерзание влаги добавят к конвективным теплопритокам фазопереходные. Для оценки переноса влаги может быть использована приближенная аналогия Льюиса теплопереноса. Так, в диапазоне используемых параметров воздуха в холодильных и морозильных камерах можно уверенно применять приближенное соотношение Льюиса [8]

$$\alpha/\beta_x = 1,05 \text{ кДж}/(\text{кгК})(\text{кг}/\text{кг}), \quad (3)$$

где α — коэффициент теплоотдачи от ядра постоянного расхода струи; β_x — коэффициент массоотдачи, отнесенный к разности влажностей. Поток влаги вычисляется по выражению $G_M = \beta_x F \Delta d_{\text{ср}}$, (4)

где $\Delta d_{\text{ср}}$ — средняя по длине струи разность влажностей; $F = LB$ — площадь поверхности боковой стороны ядра струи (с одной стороны струи), как и в (2). В холодильных и морозильных камерах разность влажностей рабочего и насыщенного воздуха невелика. Поэтому можно принять, что поток влаги по (4) за небольшим вычетом конденсируется при положительной температуре или превратится в ледяной туман при отрицательной температуре. Соответственно, теплота фазопереходных процессов составит

$$\begin{aligned} \text{при } t_k > 0 \quad Q_{\phi} &= 2500 G_M \\ \text{при } t_k < 0 \quad Q_{\phi} &= (2500 + 330) G_M. \end{aligned} \quad (5)$$

Приближенно можно было бы принять мгновенный результирующий теплоприток как сумму величин по (2) и (5) и рассчитать холодильную нагрузку, разделив его на время работы холодильной установки.

Практическое применение выражения (4) неудобно. Проще воспользоваться подобием температурного и массового (влажностного) полей и рассчитать поток влаги, переходящий в эжектированные изнутри массы, по выражению, аналогичному (2) (также с учетом массопереноса как с холодной, так и с теплой стороной)

$$G_m^- = 0,25[1 - \exp(-2\omega_L)] + 0,5\omega_L, \quad (6)$$

где $G_m^- = G_m/G_y(d_2 - d_1)$ — удельный поток массопереноса; $\omega_L = \beta_x F/G_y$ — по аналогии с теплопереносом, число единиц переноса влаги; d_2 — влагосодержание наружного воздуха; d_1 — влагосодержание воздуха внутри камеры. Сопоставление комплексов ε_L и ω_L с учетом (3) показывает, что $\varepsilon_L \approx \omega_L$. Это позволяет рассчитывать ω_L по выражению для ε_L [6]

$$\varepsilon = 0,065(L/b_3)^{0,556}, \quad (7)$$

где b_3 — ширина сопла завесы.

Для получения численных оценок рассмотрим холодильную камеру с температурой +4 °С и морозильную камеру с температурой -20 °С. В том и другом случае относительная влажность принята 80%, соответственно, влагосодержание по [7] 4,0 и 0,5 г/кг, а влагосодержание насыщенного воздуха 5,0 и 0,62 г/кг. Энтальпия воздуха в камерах, соответственно, 14,0 и 19,0 кДж/кг. Ворота стандартного размера по [2] высотой 3,1 м и шириной 2 м. Температура наружного воздуха +30 °С с тремя вариантами относительной влажности: 40%, 60% и 80%. Верхняя завеса обеспечивает режим полной защиты с углом струи к плоскости проема 0°. Расчет параметров завес по [6] представлен в табл. 1. Поскольку полагается, что обе камеры являются помещениями герметичного типа, разность давлений в проеме принята, как для режима полной защиты, пропорциональной половине высоты проема.

Тепловлажностные характеристики защиты представлены в табл. 2. Влагосодержание втекающего в камеру потока эжектированных масс вычислялось по выражению

$$d_3 = d_k + 1000G_m/G_y, \quad (8)$$

где d_k — рабочее влагосодержание воздуха в камере. Фазопереходный теплоприток вычислялся как

$$Q_\phi = (2500 + 330)G_y(d_3 - d_{кн}), \quad (9)$$

где $d_{кн}$ — влагосодержание насыщенного воздуха при температуре в камере. В выражении (9) слагаемое 330 добавляется только при отрицательной рабочей температуре. Как видно из табл. 2, фазопереходные теплопритоки составляют от 0,33 до 1,4 конвективных, а суммарные теплопритоки от 1,3 до 2 с лишним раз от конвективных теплопритоков. Как и следовало ожидать, очень приближенная оценка фазопереходных теплопритоков, сделанная в [6], незначительно завышена.

В отсутствие защиты проемов камер завесами теплопритоки определяются тривиальным воздухообменом. Для помещений герметичного типа расчетная разность давлений в незащищенном проеме пропорциональна четверти высоты проема, а расход воздуха, поступающего в камеру, рассчитывается по площади половины высоты проема. В табл. 3 приведены расходы и теплопритоки в незащищенных проемах. Теплопритоки от воздухообмена вычислялись по разности энтальпий наружного и внутреннего воздуха. Эффективность защиты оценивалась по выражению

$$\Xi = (Q_{н/3} - Q_3)/Q_{н/3}, \quad (10)$$

где $Q_{н/з}$ — теплопритоки незащищенного проема; $Q_з$ — теплопритоки защищенного завесой проема.

К сожалению, обычные холодные завесы не могут предотвратить перенос влаги и конденсацию в камере со всеми вытекающими последствиями в виде намокания пола или намерзания влаги на ограждениях. Однако даже при этих условиях эффективность защиты достигает 70%.

Таким образом, приведенные в части 1 расчетные соотношения позволяют делать оценки мгновенным конвективным и фазопереходным теплопритокам в холодильные и морозильные камеры при защите открытых проемов завесами, работающими в режиме полной защиты.

Таблица 1. Параметры завес для полной защиты ворот ($q = 1$)

Тип камеры	Холодильная	Морозильная
Разность давлений, Па	1,7	3,5
Ширина сопла, мм	100	160
Скорость струи, м/с	12,0	12,0
Относительная высота проема	31,0	19,4
Коэффициент эжекции	3,35	2,63
Расход воздуха, кг/с	2,88	4,61
Расход эжекции, кг/с	3,38	3,76
Параметры $\varepsilon_L \approx \omega_L$ по (7)	0,439	0,338
Удельный теплоприток и перенос влаги по (2) и (6)	0,366	0,292
Конвективный теплоприток, кВт	27,5	67,6
Температура внутреннего потока эжекции от проема, °С	12,1	-2,1

Таблица 2. Тепловлажностные характеристики защиты камер по табл. 1

Тип камеры	Холодильная			Морозильная		
	40	60	80	40	60	80
Относительная влажность воздуха, %	40	60	80	40	60	80
Влагосодержание наружного воздуха, г/кг	10,6	16,0	21,6	10,6	16,0	21,6
Энтальпия наружного воздуха, кДж/кг	57,5	71,0	85,5	57,5	71,0	85,5
Массоперенос в пространство камеры, G_m , кг/с	0,007	0,0126	0,0186	0,0136	0,0209	0,0283
Влагосодержание втекающего потока эжектированных масс, г/кг	6,1	7,7	9,5	4,1	6,1	8,0
Фазопереходный теплоприток, кВт	9,3	22,8	38,0	22,6	51,9	69,6
Отношение фазопереходных и конвективных теплопритоков	0,34	0,83	1,38	0,33	0,77	1,03
Суммарные теплопритоки, кВт	36,8	50,3	65,5	90,2	119,5	137,2
Отношение суммарных и конвективных теплопритоков	1,34	1,83	2,38	1,33	1,77	2,03

Таблица 3. Расходные и тепловые характеристики камер с незащищенными проемами

Тип камеры	Холодильная	Морозильная
------------	-------------	-------------

Относительная влажность воздуха, %	40	60	80	40	60	80
Энтальпия наружного воздуха, кДж/кг	57,5	71,0	85,5	57,5	71,0	85,5
Разность давлений, Па	0,85			1,75		
Расход вытекающего воздуха, кг/с	2,75			4,11		
Теплоприток от воздухообмена, кВт	119,6	156,8	199,6	314,4	369,9	429,5
Эффективность защиты, %	69	68	67	70	68	68

Литература

1. Проектирование холодильников. Крылов Ю. С., Пирог П. И., Васютович В. В. и др. М., «Пищевая промышленность». 1972.
2. Проектирование холодильных сооружений. Справочник. М., «Пищевая промышленность». 1978.
3. Доссат Рой Дж. Основы холодильной техники. Под редакцией Л. Г. Каплана. Перевод с англ. М. Б. Розенберга. М. «Легкая и пищевая промышленность». 1984.
4. Брайдерт Г.-Й. Проектирование холодильных установок. Расчеты, параметры, примеры. Перевод с немецкого Л. Н. Казанцевой. Москва: Техносфера, 2006.
5. СП 109.13330.2012 Холодильники. Актуализированная редакция СНиП 2.11.02-87 (с Изменением № 1).
6. Марр Ю. Н. Воздушно-тепловые завесы. Расчет и проектирование завес для защиты проемов промышленных и общественных зданий. — СПб.: АО «НПО «Тепломаш», 2017.
7. Справочное пособие АВОК «Влажный воздух», — М.: АВОК-ПРЕСС, 2004.
8. Берман Л. Д. Испарительное охлаждение циркуляционной воды. — 2-е издание, переработанное – М.; Л.-Машгиз. 1957.

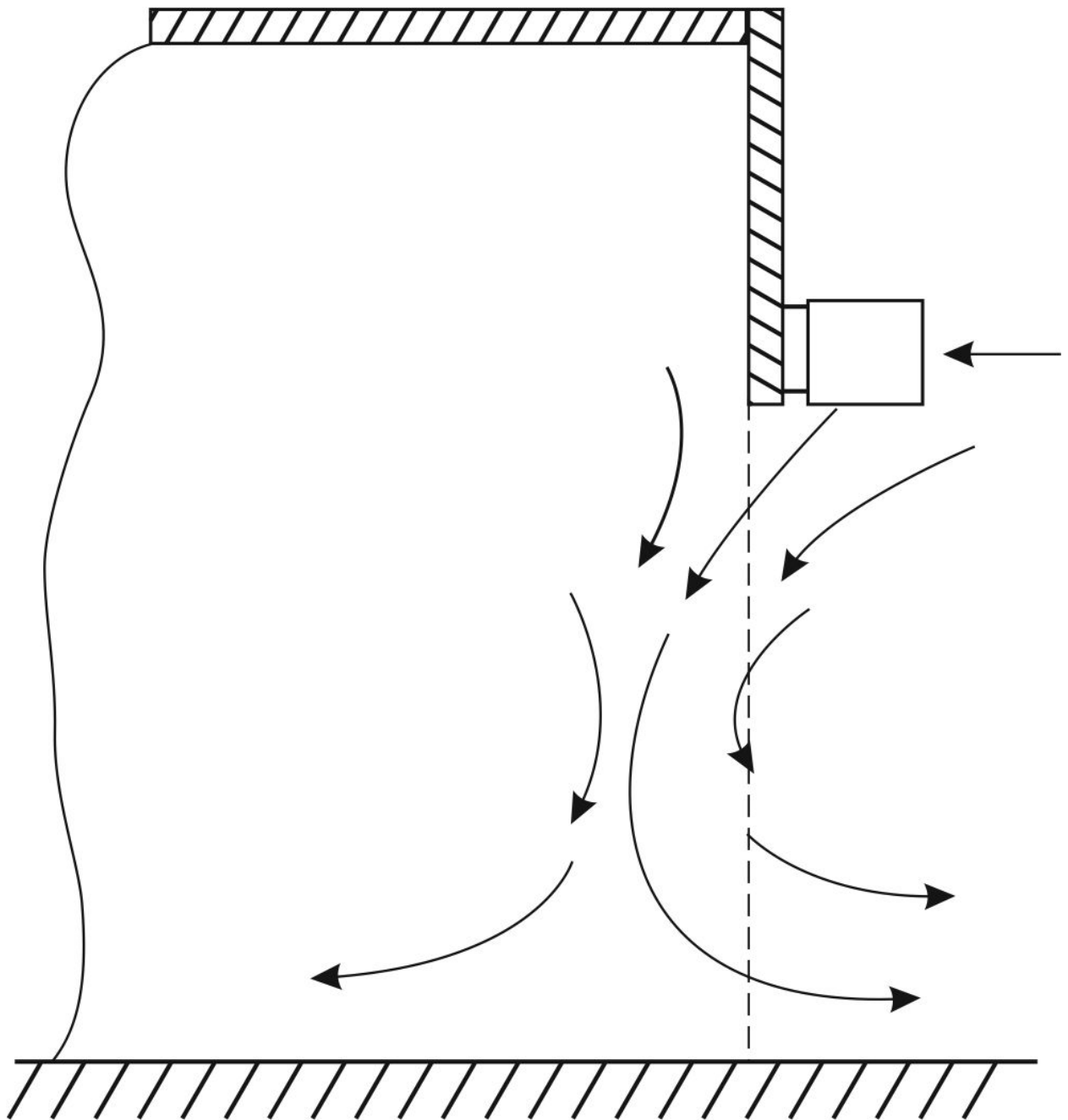


Рис. 1. Схема полной защиты занавесой проема холодильной камеры