Глава 2
КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН
2-1. Общие понятия и определения

Конвективным теплообменом или **теплоотдачей** называется процесс переноса теплоты между поверхностью твёрдого тела и жидкой средой. При этом перенос теплоты осуществляется одновременным действием теплопроводности и конвекции.

По природе возникновения различают два вида конвекции – **свободная** и **вынужденная**.

Свободной называется конвекция, происходящая вследствие разности плотностей нагретых и холодных частей жидкости в гравитационном поле.

Вынужденной называется конвекция, возникающая под действием посторонних возбудителей, например насоса, вентилятора и др.

Закон Ньютона-Рихмана: тепловой поток Q пропорционален поверхности F и разности температур стенки и жидкости $(t_{\text{с}} - t_{\text{ж}})$.

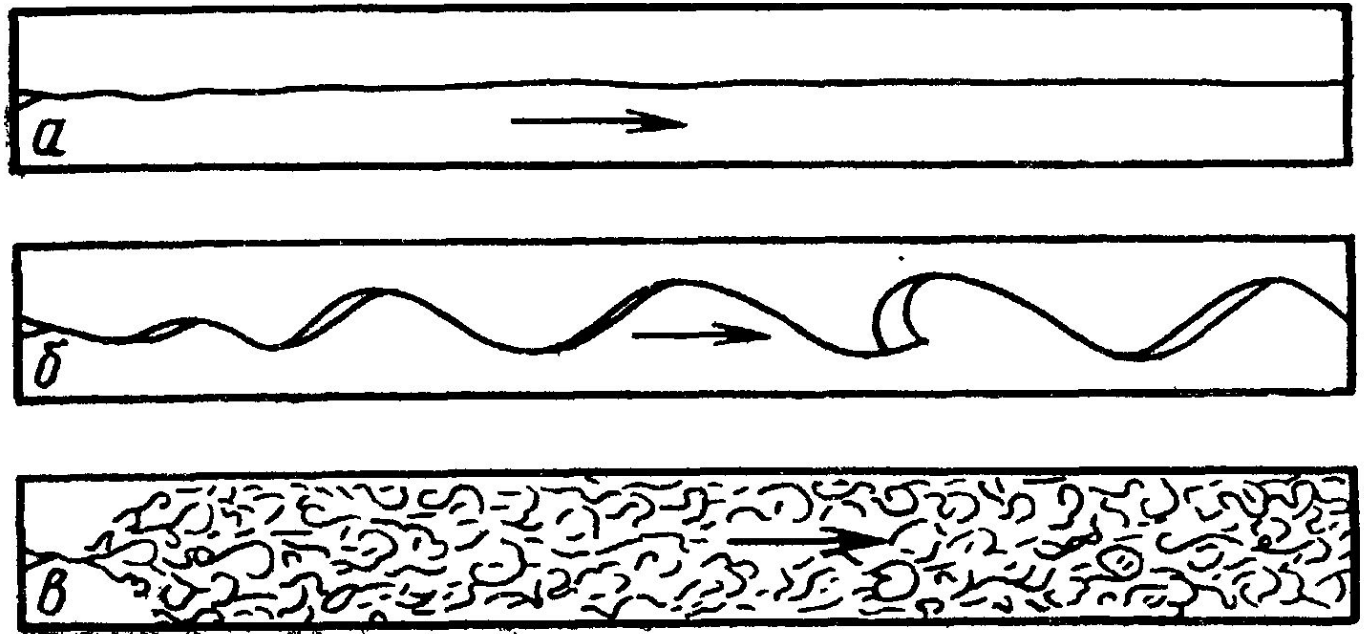
$$Q = \alpha(t_{\text{с}} - t_{\text{ж}})F$$

Коэффициент теплоотдачи α численo равен количеству теплоты отдаваемому в единицу времени единицей поверхности при разности температур между поверхностью и жидкостью, равной одному градусу.

$$\alpha = \frac{Q}{(t_{\text{с}} - t_{\text{ж}})F}$$

Различают **средний** по поверхности коэффициент теплоотдачи и **местный** (**локальный**) коэффициент теплоотдачи, соответствующий единичному элементу поверхности.

Существуют два основных режима течения жидкости: **ламинарный** и **турбулентный**.



Режим течения жидкости определяется **числом Рейнольдса**.

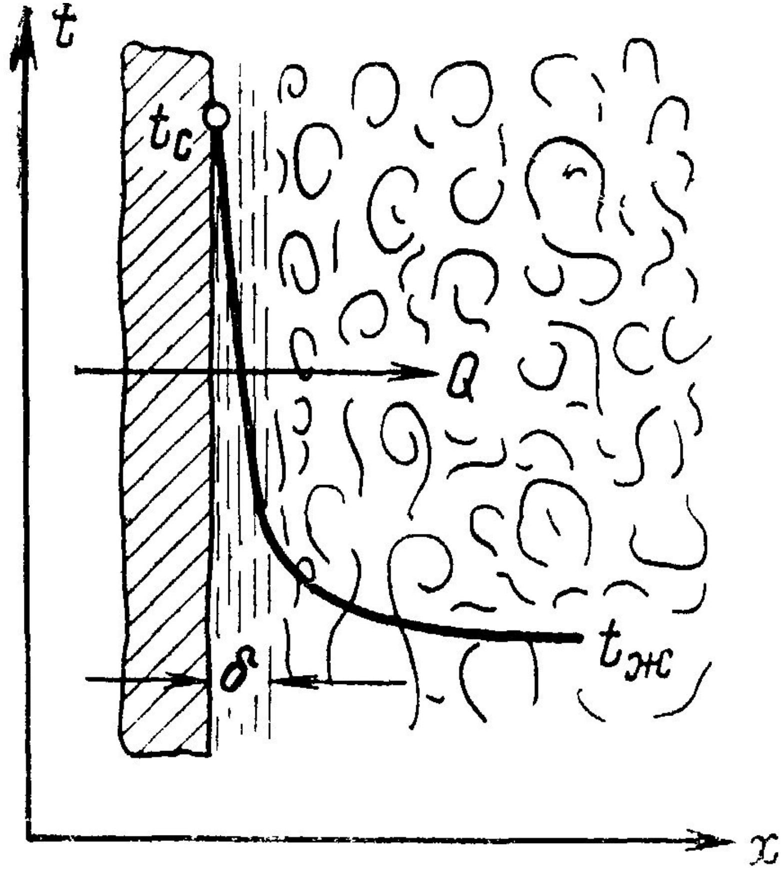
$$\mathrm{Re} = \frac{wl}{\nu}$$

Переход от ламинарного режима течения жидкости к турбулентному происходит при критическом значении числа Рейнольдса $\mathrm{Re}_{кр}$.

$$\mathrm{Re}_{кр} = 2300$$

При турбулентном движении в тонком слое у поверхности из-за наличия вязкого трения течение жидкости затормаживается и скорость падает до нуля. Этот слой называется **вязким подслоем**.

$$q = -\lambda \operatorname{grad} t$$



Коэффициент температуропроводности

$$a = \frac{\lambda}{c\rho}$$

$$s = \mu \frac{dw}{dn}$$

Динамическая вязкость

$$\mu = \nu\rho$$

$$\beta = \frac{1}{v}\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_{p=const}$$

$$\alpha = f(w, t_с, t_ж, \lambda, c_p, \rho, \mu, a, \Phi, l_1, l_2, \ldots)$$

2-2. Дифференциальные уравнения теплообмена

1. Уравнение теплопроводности

Дифференциальное уравнение теплопроводности выводится на основе закона сохранения энергии.

$\lambda = const \qquad c_p = const \qquad \rho = const$

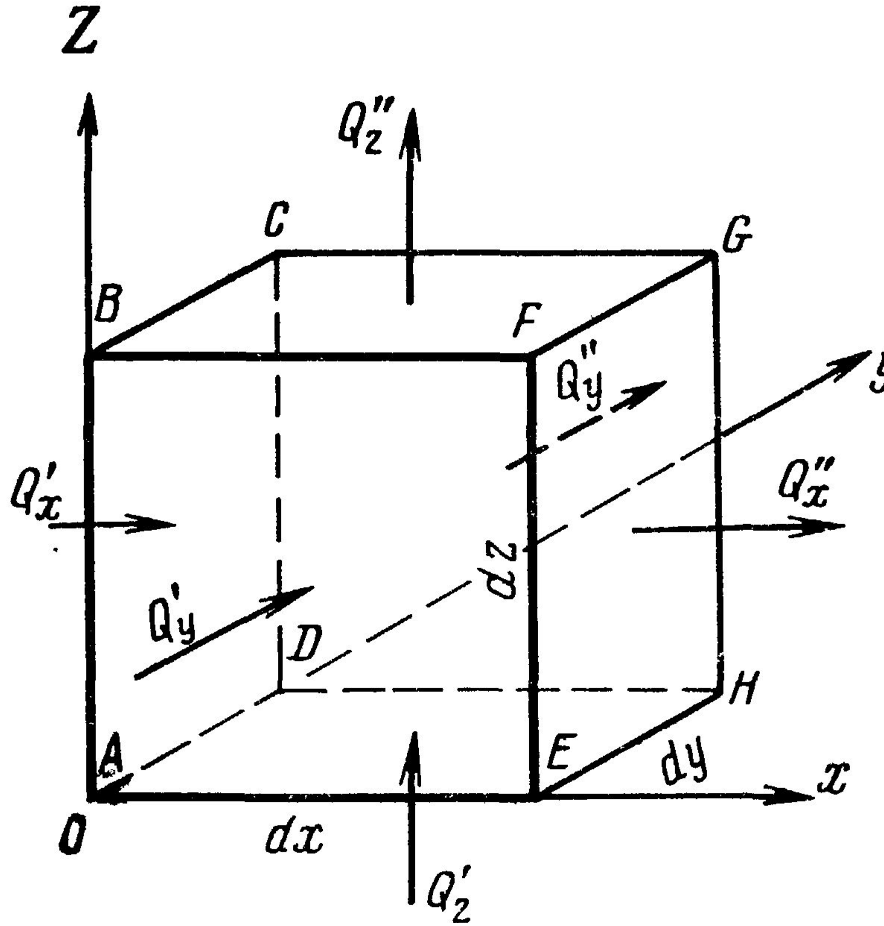
$$Q'_x = -\lambda \frac{\partial t}{\partial x} dy\, dz\, d\tau$$

$$Q''_x = -\lambda \frac{\partial}{\partial x}\left(t + \frac{\partial t}{\partial x} dx\right) dy\, dz\, d\tau$$

$$dQ_x = Q'_x - Q''_x = \lambda \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} dx\, dy\, dz\, d\tau$$

$$dQ_y = \lambda \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} dx\, dy\, dz\, d\tau$$

$$dQ_z = \lambda \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} dx\, dy\, dz\, d\tau$$



$$dQ = dQ_x + dQ_y + dQ_z = \lambda \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2}\right) dx\, dy\, dz\, d\tau$$

Вследствие притока теплоты температура элемента объёма изменится на величину

$$\frac{Dt}{d\tau}d\tau \qquad \frac{Dt}{d\tau} = \frac{\partial t}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial t}{\partial x} + w_y \frac{\partial t}{\partial y} + w_z \frac{\partial t}{\partial z}$$

$$dQ = c_p \rho \frac{Dt}{d\tau} dx\,dy\,dz\,d\tau$$ – изменение энтальпии

$$c_p \rho \frac{Dt}{d\tau} dx\,dy\,dz\,d\tau = \lambda \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) dx\,dy\,dz\,d\tau$$

$$\frac{Dt}{d\tau} = \frac{\lambda}{c_p \rho} \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) = a\Delta t$$

$$\Delta = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$$ – оператор Лапласа

Уравнение теплопроводности в движущихся жидкостях

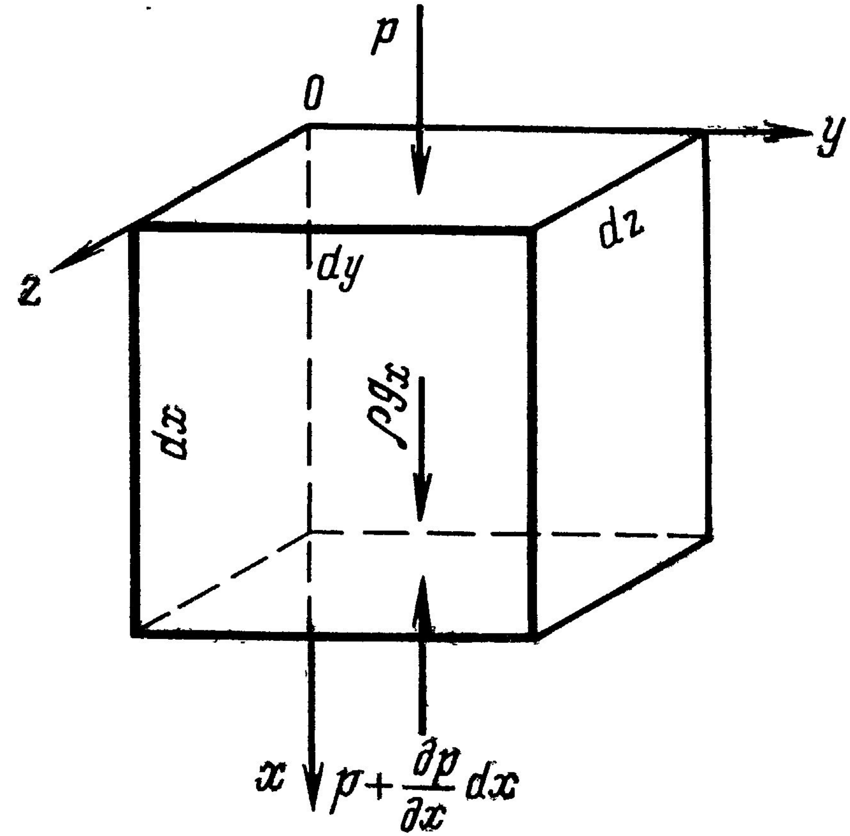
$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial t}{\partial x} + w_y \frac{\partial t}{\partial y} + w_z \frac{\partial t}{\partial z} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right)$$

В применении к твёрдым телам уравнение теплопроводности принимает следующий вид

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right)$$

2. Уравнение движения

В движущейся жидкости температурное поле зависит от распределения скоростей, которое описывается дифференциальным уравнением движения, вывод которого основан на втором законе Ньютона.



а) проекция силы тяжести

$$g_x \rho dv = g_x \rho \, dx \, dy \, dz$$

б) равнодействующая сил давления

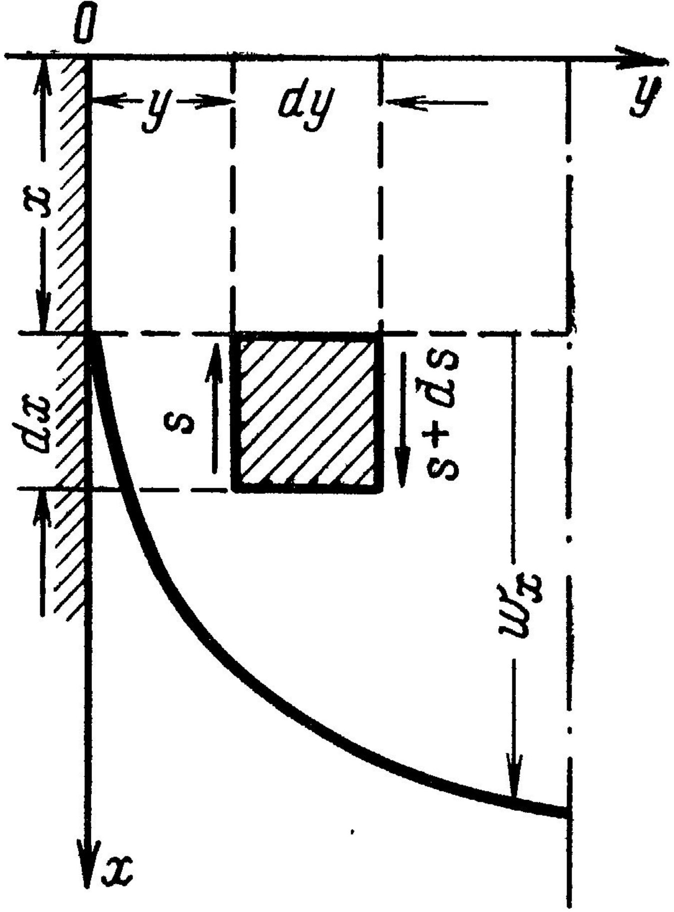
$$p \, dy \, dz - \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx\right) dy \, dz = -\frac{\partial p}{\partial x} dx \, dy \, dz$$

в) сила трения

$$\left(s+\frac{ds}{dy}dy\right)dx\,dz - s\,dx\,dz = \frac{ds}{dy}dx\,dy\,dz$$

$$s = \mu\frac{dw_x}{dy} \qquad \mu = \mathrm{const}$$

$$\frac{ds}{dy}dv = \mu\frac{d^2w_x}{dy^2}dv$$



В трёхмерном случае получаем

$$\mu\left(\frac{\partial^2 w_x}{dx^2}+\frac{\partial^2 w_x}{dy^2}+\frac{\partial^2 w_x}{dz^2}\right)dv = \mu\Delta w_x\,dv$$

Проекция равнодействующей всех сил на ось x

$$\left[\rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu\left(\frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 w_x}{\partial z^2}\right)\right]dv$$

Согласно второму закону Ньютона эта равнодействующая равна произведению массы элемента на его ускорение:

$$\rho \frac{Dw_x}{d\tau} dv = \rho \left(\frac{\partial w_x}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_x}{\partial y} + w_z \frac{\partial w_x}{\partial z} \right) dv$$

Приравнивая последние два равенства получаем

$$\rho \frac{\partial w_x}{\partial \tau} + \rho \left(w_x \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_x}{\partial y} + w_z \frac{\partial w_x}{\partial z} \right) =$$

$$= \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial z^2} \right).$$

Таким же образом могут быть получены уравнения и для проекций равнодействующих сил на оси y и z:

$$\rho\frac{\partial w_y}{\partial \tau}+\rho\left(w_x\frac{\partial w_y}{\partial x}+w_y\frac{\partial w_y}{\partial y}+w_z\frac{\partial w_y}{\partial z}\right)=$$
$$=\rho g_y-\frac{\partial p}{\partial y}+\mu\left(\frac{\partial^2 w_y}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 w_y}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 w_y}{\partial z^2}\right);$$

$$\rho\frac{\partial w_z}{\partial \tau}+\rho\left(w_x\frac{\partial w_z}{\partial x}+w_y\frac{\partial w_z}{\partial y}+w_z\frac{\partial w_z}{\partial z}\right)=$$
$$=\rho g_z-\frac{\partial p}{\partial z}+\mu\left(\frac{\partial^2 w_z}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 w_z}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 w_z}{\partial z^2}\right).$$

Полученные уравнения и есть дифференциальное уравнение движения несжимаемой вязкой жидкости − **уравнение Навье-Стокса**.

Это уравнение справедливо как для ламинарного, так и для турбулентного движения.

3. Уравнение сплошности

Уравнение сплошности выводится на основании закона сохранения массы.

$$M'_x = \rho w_x \, dy \, dz \, d\tau$$

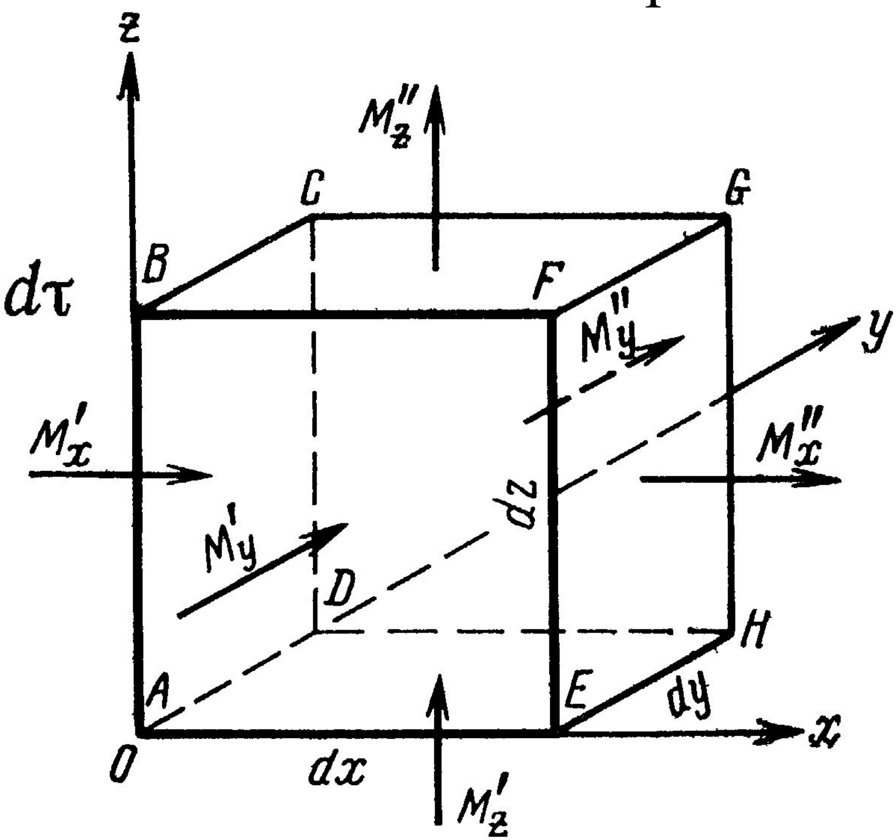
$$M''_x = \left[\rho w_x + \frac{\partial (\rho w_x)}{\partial x} dx\right] dy \, dz \, d\tau$$

$$dM_x = M''_x - M''_x =$$

$$= \frac{\partial}{\partial x}(\rho w_x) dx \, dy \, dz \, d\tau$$

$$dM_y = \frac{\partial}{\partial y}(\rho w_y) \, dx \, dy \, dz \, d\tau$$

$$dM_z = \frac{\partial}{\partial z}(\rho w_z) \, dx \, dy \, dz \, d\tau$$



Полный избыток массы вытекающей жидкости равен

$$dM = \left[\frac{\partial(\rho w_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho w_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w_z)}{\partial z} \right] dv d\tau$$

Этот избыток обусловлен уменьшением плотности жидкости в выбранном объёме и равен изменению массы данного объёма во времени.

$$\left[\frac{\partial(\rho w_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho w_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w_z)}{\partial z} \right] dv d\tau = -\frac{\partial \rho}{\partial \tau} dv d\tau$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho w_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho w_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w_z)}{\partial z} = 0$$

Это дифференциальное *уравнение сплошнисти* или *непрерывности*.

$$\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} + \frac{\partial w_z}{\partial z} = 0$$ – уравнение сплошнисти для несжимаемой жидкости

4. Краевые условия

Математическое описание всех частных особенностей процессов теплообмена называются ***условиями однозначности*** или ***краевыми условиями***.

Условия однозначности состоят из:

геометрических условий, характеризующих форму и размеры системы, в которой протекает процесс;

физических условий, характеризующих физические свойства среды и тела;

граничных условий, характеризующих особенности протекания процесса на границах тела;

временных условий, характеризующих особенности протекания процесса во времени.

Поток теплоты, передаваемый от жидкости к стенке, проходит через слой жидкости, прилегающий к поверхности, путём теплопроводности и определяется законом Фурье:

$$dQ = -\lambda \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_{n \to 0} dF$$

С другой стороны для этого же элемента поверхности закон Ньютона-Рихмана записывается в виде

$$dQ = \alpha \left(t_{\text{с}} - t_{\text{ж}} \right) dF$$

$$\alpha = -\frac{\lambda}{t_{\text{с}} - t_{\text{ж}}} \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_{n \to 0}$$ – **уравнение теплоотдачи**

В случае теплоотдачи при движении жидкости в трубе могут быть заданы такие условия однозначности:

1. Труба гладкая, круглая; внутренний диаметр трубы d и длина l.

2. Рабочим телом, т. е. теплоносителем, является вода, которая несжимаема, ее физические свойства равны: $\lambda(t)$, $c_p(t)$, $\mu(t)$ и $\rho(t)$. Если же зависимостью физических свойств от температуры можно пренебречь, тогда они задаются просто в виде числовых значений λ, c_p, μ и ρ.

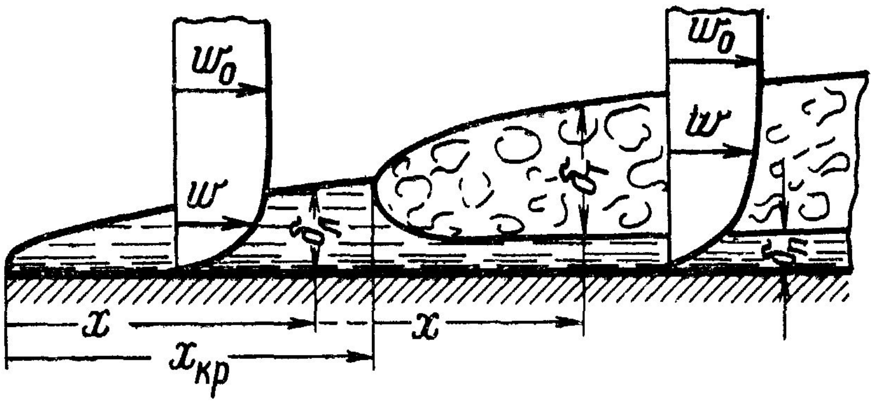
3. Температура жидкости на входе равна $t'_ж$, а на поверхности трубы $t_с$. Скорость на входе равна w, а у самой стенки $w = 0$. Если же температура и скорость на входе не постоянны, то должен быть задан закон их распределения по сечению.

4. Для стационарных процессов временные условия однозначности отпадают.

Итак, математическое описание процесса теплоотдачи состоит из: 1) уравнения теплопроводности; 2) уравнения движения; 3) уравнения сплошности; 4) уравнения теплоотдачи и 5) условий однозначности.

Глава 3
ТЕПЛООБМЕН В ЖИДКОСТЯХ И ГАЗАХ
3-1. Теплоотдача при обтекании плоской поверхности (пластины)
1. Гидродинамические условия развития процесса.

$$\delta_л = 5\,\frac{x}{\mathrm{Re}_x^{1/2}} = 5\left(\frac{x\nu}{w_0}\right)^{1/2}$$



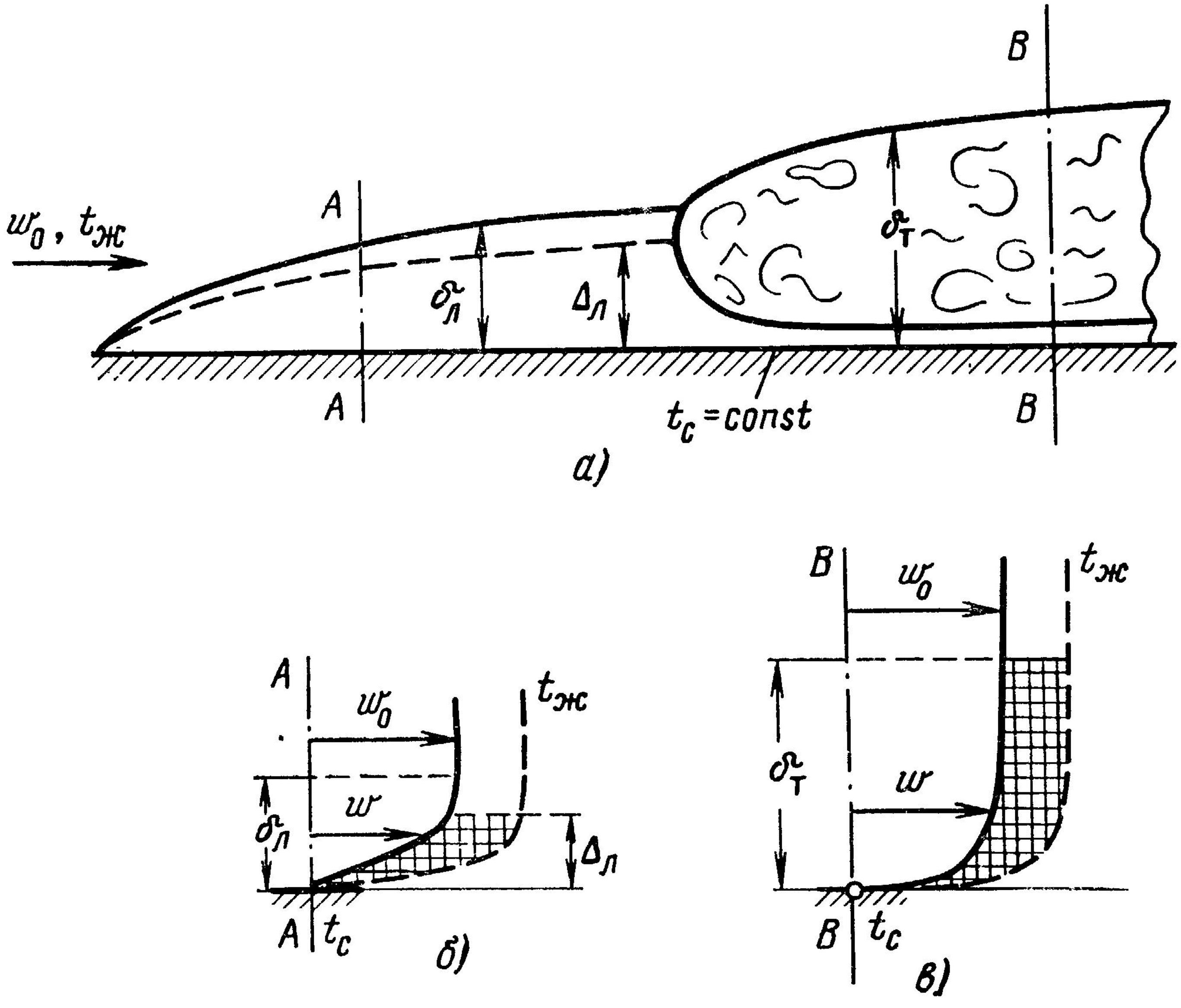
$$\delta_т = 0{,}37\,\frac{x}{\mathrm{Re}_x^{0,2}} = 0{,}37\left(\frac{x^4\nu}{w_0}\right)^{1/5}$$

$\mathrm{Re}_x = w_0 x/\nu$ $\qquad$ $\mathrm{Re}_{x\,кр} = \dfrac{w_0 x_{кр}}{\nu}$ $\qquad$ $\mathrm{Re}_{x\,кр} = 5\cdot 10^5$

2. Теплоотдача.

Плотность теплового потока между поверхностью и потоком теплоносителя

$$q = \alpha\,(t_с - t_ж)$$



При ламинарном режиме течения в пограничном слое местный коэффициент теплоотдачи определяется из соотношения

$$Nu_{x\,ж} = 0,33\,\mathrm{Re}_{x\,ж}^{0,5}\,\mathrm{Pr}_{ж}^{0,33}(\mathrm{Pr}_{ж}/\mathrm{Pr}_{с})^{0,25} \qquad Nu_{x\,ж} = \frac{\alpha x}{\lambda_{ж}} \qquad \mathrm{Re}_{x\,ж} = \frac{w_0 x}{\nu_{ж}}$$

Для получения среднего коэффициента теплоотдачи можно использовать соотношение

$$\overline{Nu}_{l\,ж} = 0,66\,\mathrm{Re}_{l\,ж}^{0,5}\,\mathrm{Pr}_{ж}^{0,33}(\mathrm{Pr}_{ж}/\mathrm{Pr}_{с})^{0,25} \qquad \overline{Nu}_{l\,ж} = \frac{\alpha l}{\lambda_{ж}} \qquad \mathrm{Re}_{l\,ж} = \frac{w_0 l}{\nu_{ж}}$$

При турбулентном режиме течения в пограничном слое местный коэффициент теплоотдачи определяется из соотношения

$$Nu_{x\,ж} = 0,03\,\mathrm{Re}_{x\,ж}^{0,8}\,\mathrm{Pr}_{ж}^{0,43}(\mathrm{Pr}_{ж}/\mathrm{Pr}_{с})^{0,25} \qquad \mathrm{Pr}_{ж} = \frac{\nu_{ж}}{a_{ж}} \qquad \mathrm{Pr}_{с} = \frac{\nu_{с}}{a_{с}}$$

Для получения среднего коэффициента теплоотдачи можно использовать соотношение

$$\overline{Nu}_{l\,ж} = 0,037\,\mathrm{Re}_{l\,ж}^{0,8}\,\mathrm{Pr}_{ж}^{0,43}(\mathrm{Pr}_{ж}/\mathrm{Pr}_{с})^{0,25}$$

$\mathrm{Pr}_{ж}/\mathrm{Pr}_{с} > 1$ − жидкость нагревается

$\mathrm{Pr}_{ж}/\mathrm{Pr}_{с} < 1$ − жидкость охлаждается

Расчётные формулы для газов можно упростить.

Для воздуха $\mathrm{Pr} = 0,71$, расчётные формулы для средней теплоотдачи принимают вид:

а) при ламинарном режиме течения в пограничном слое

$$\overline{Nu}_{l\text{ж}} = 0,57\,\mathrm{Re}_{l\text{ж}}^{0,5}$$

б) при турбулентном режиме течения в пограничном слое

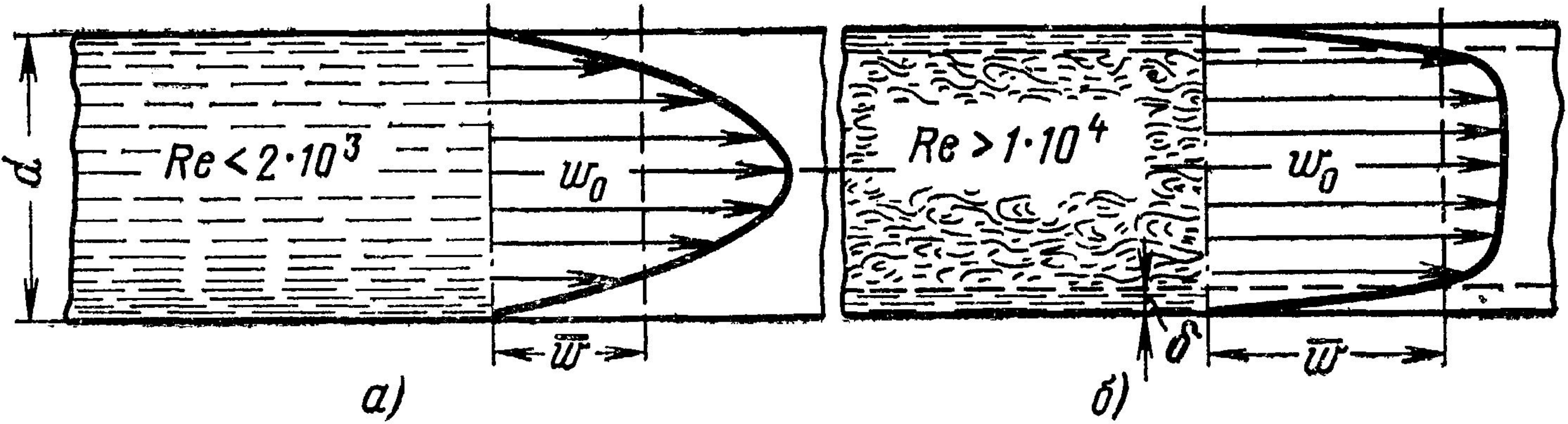
$$\overline{Nu}_{l\text{ж}} = 0,032\,\mathrm{Re}_{l\text{ж}}^{0,8}$$

Все приведённые выше формулы применимы для условия, когда температура пластины постоянна, т.е. не изменяется по длине.

$$t_{\text{с}} = const$$

3-2. Теплоотдача при течении жидкости в трубах

1. Гидродинамические условия развития процесса.



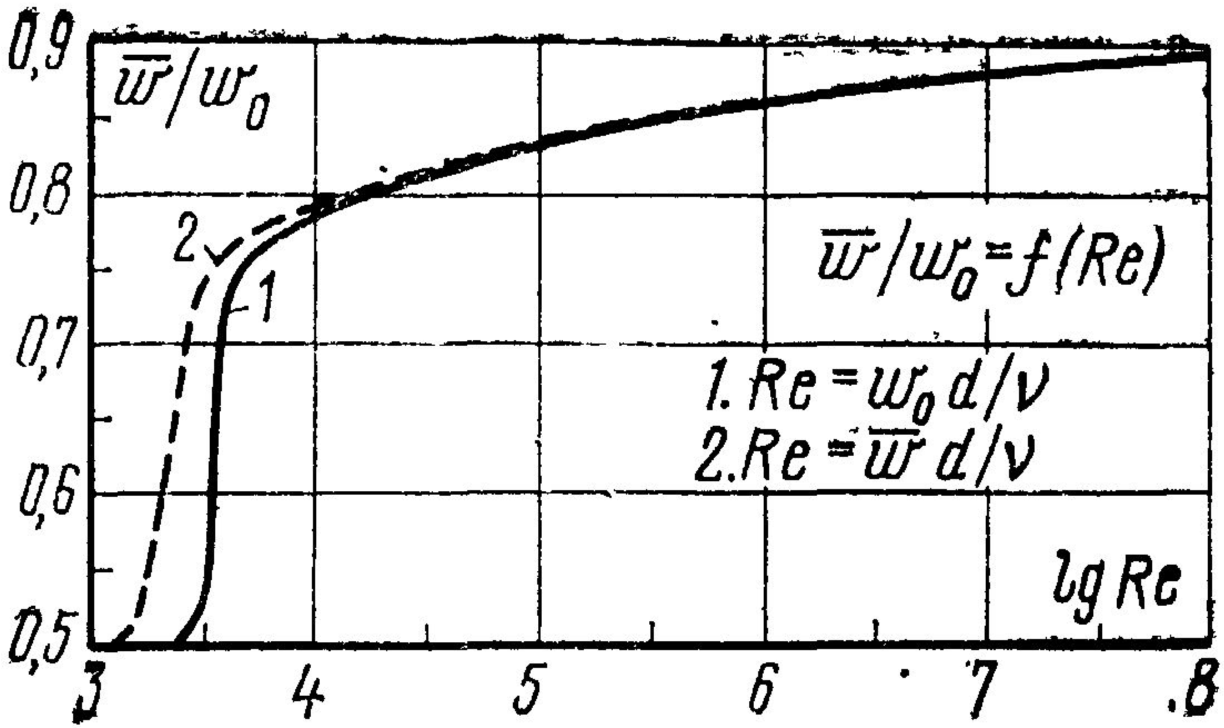
$$w = w_0(1 - y^2/r^2)$$

В практических расчётах обычно имеют дело со средним значением скорости:

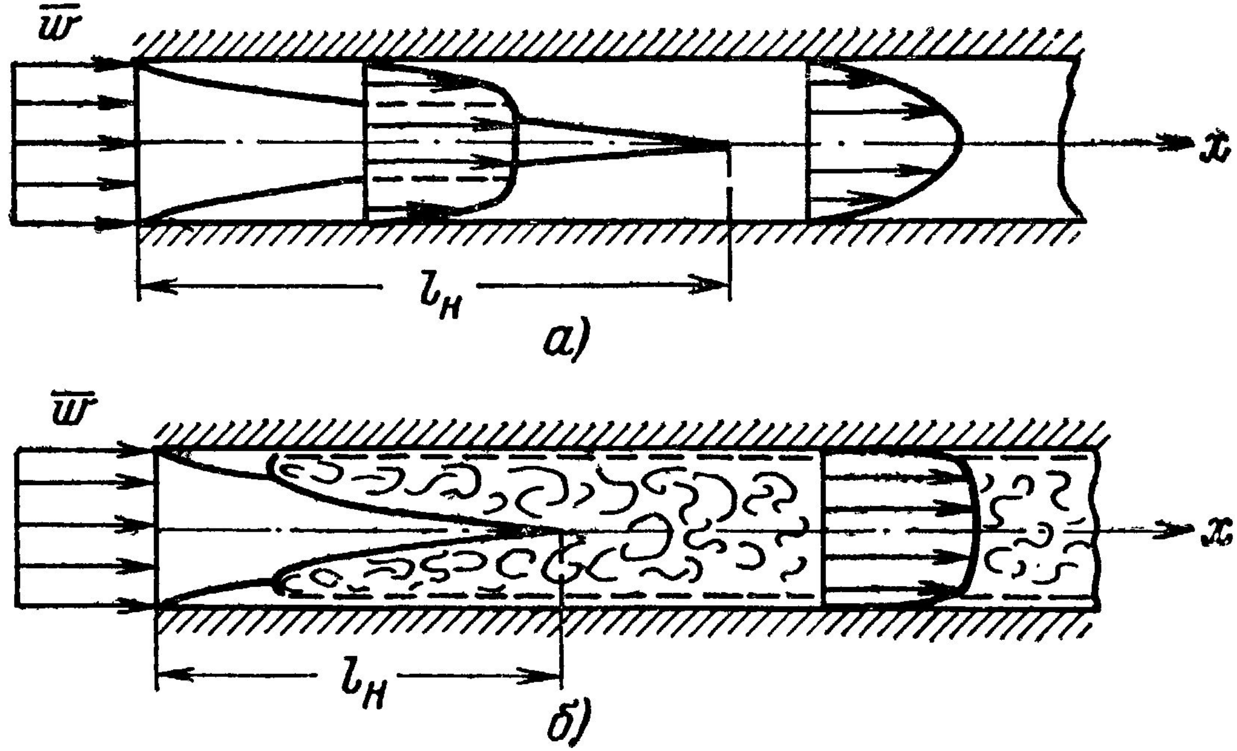
$$\bar{w} = \frac{1}{f}\int_f w\,df = \frac{V}{f}$$

$$\frac{\bar{w}}{w_0} = 0,5$$ − ламинарный режим течения

Турбулентный режим течения жидкости



Приведённые законы распределения скоростей по сечению трубы справедливы лишь для так называемого ***гидродинамически стабилизированного движения***.



Гидродинамическая стабилизация течения жидкости в трубе.

а — ламинарный режим течения; *б* — турбулентный режим течения.

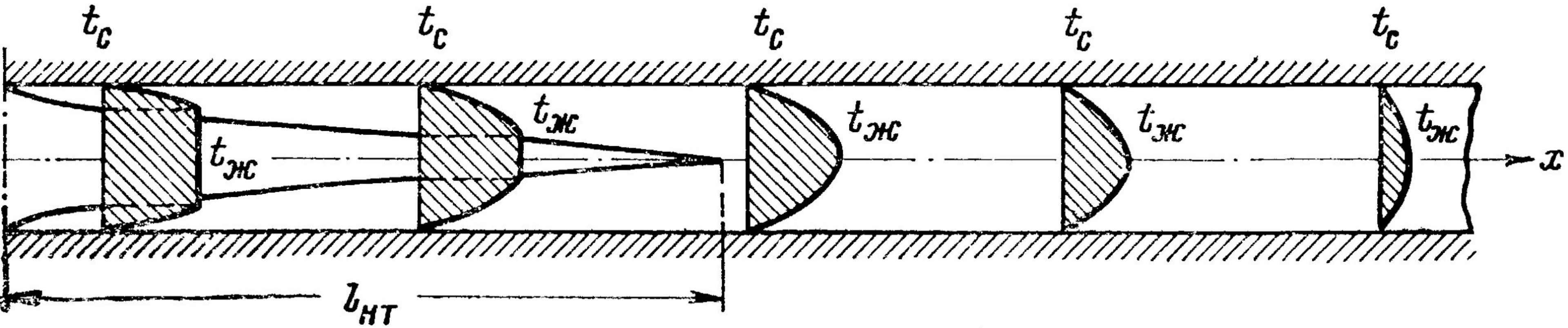
Длина гидродинамического начального участка стабилизации потока при ламинарном режиме

$$l_н = 0,05d\,\mathrm{Re}$$

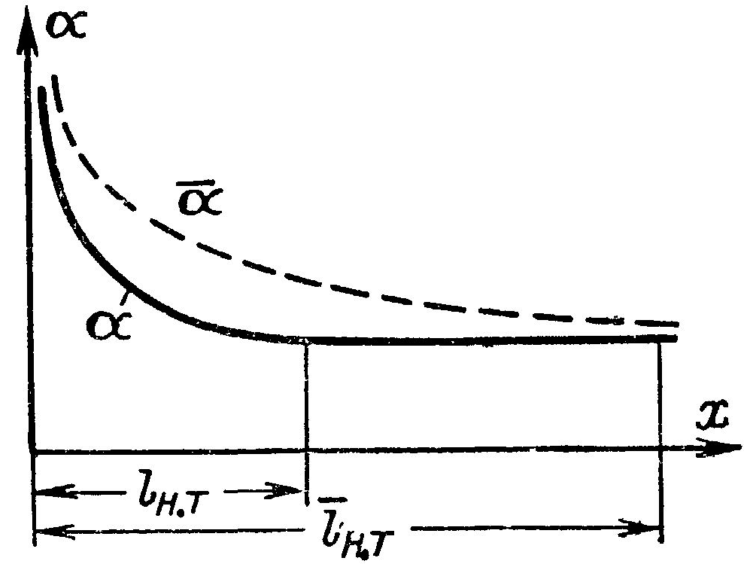
при турбулентном режиме

$$l_н = 15d$$

2. Теплоотдача при ламинарном режиме.



$l_{н.т} \approx 0{,}05\, d\, \mathrm{Re}\, \mathrm{Pr}$



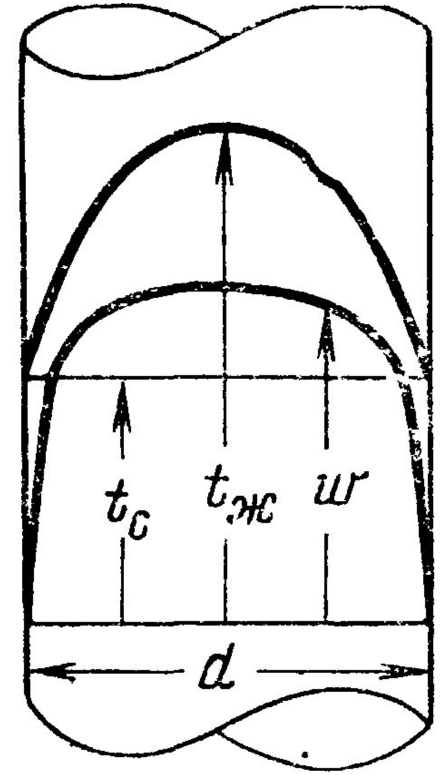
$$\alpha_{лок} = -\lambda \frac{\left(\frac{\partial t}{\partial n}\right)_{n \to 0}}{\bar{t}_{жx} - t_c} = \frac{q_x}{\bar{t}_{жx} - t_c}$$

$$\bar{t}_{жx} = \frac{\int_f c_p \rho w t_ж df}{\int_f c_p \rho w df}$$

– средняя температура потока в данном сечении

$c_p = const$ $\rho = const$

$$\bar{t}_{жx} = \frac{\int\limits_f w\, t_ж \, df}{\int\limits_f w\, df} = \frac{1}{V}\int\limits_f w t_ж df$$



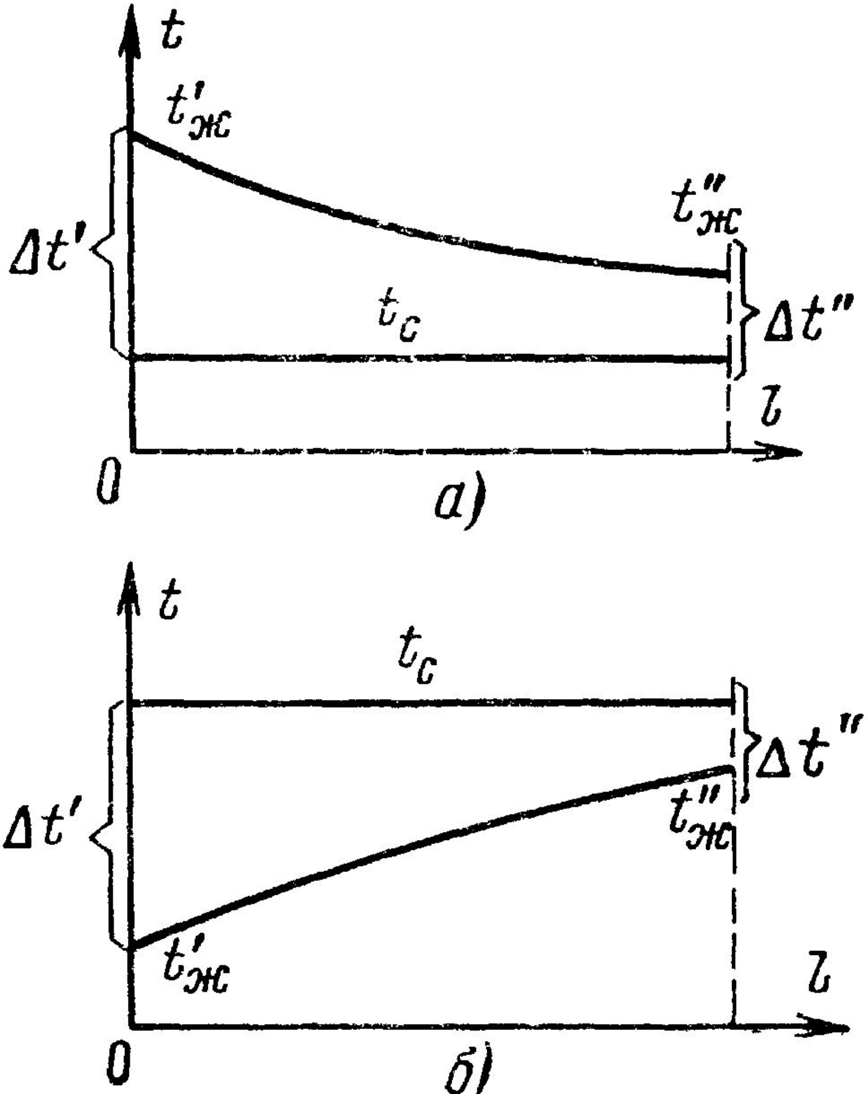
$w = const$ $\bar{t}_{жx} = \frac{1}{f}\int\limits_f t\, df$

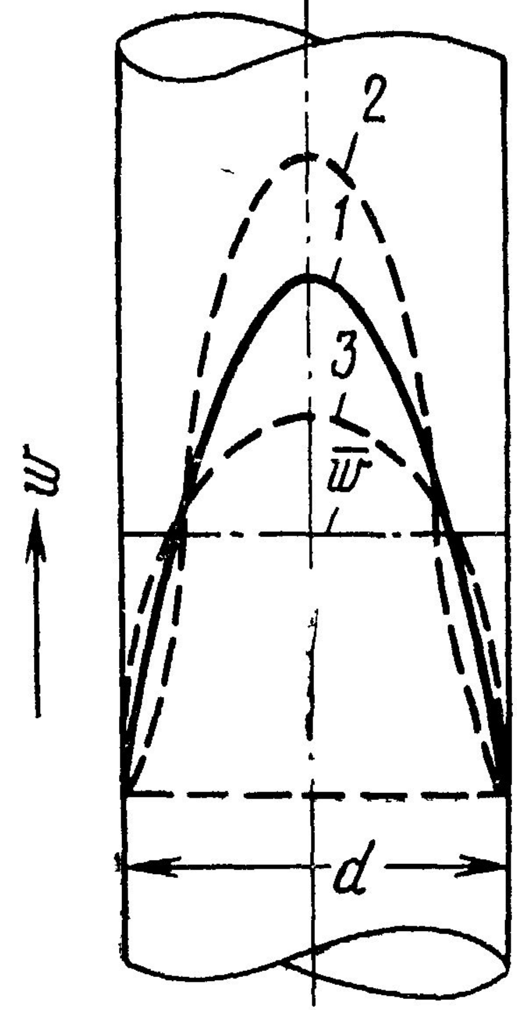
$$\bar{\alpha} = \frac{Q}{F(\bar{t}_ж - \bar{t}_c)} = \frac{\bar{q}}{\bar{t}_ж - \bar{t}_c}$$

$\bar{t}_с = const$ $\bar{t}_ж = \frac{1}{2}\left(t'_ж + t''_ж\right)$ $\bar{t}_ж = t_c \pm \Delta t_{лог}$

$$\Delta t_{лог} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{2,303 \lg \frac{\Delta t'}{\Delta t''}}$$

– среднелогарифмический температурный напор





1 – изотермическое течение;
2 – при охлаждении;
3 – при нагревании

Расчёт среднего коэффициента теплоотдачи при ламинарном режиме течения жидкости в трубах при

$$l/d > 10 \qquad Re_ж > 10 \qquad 0{,}06 < Pr_ж/Pr_c < 10$$

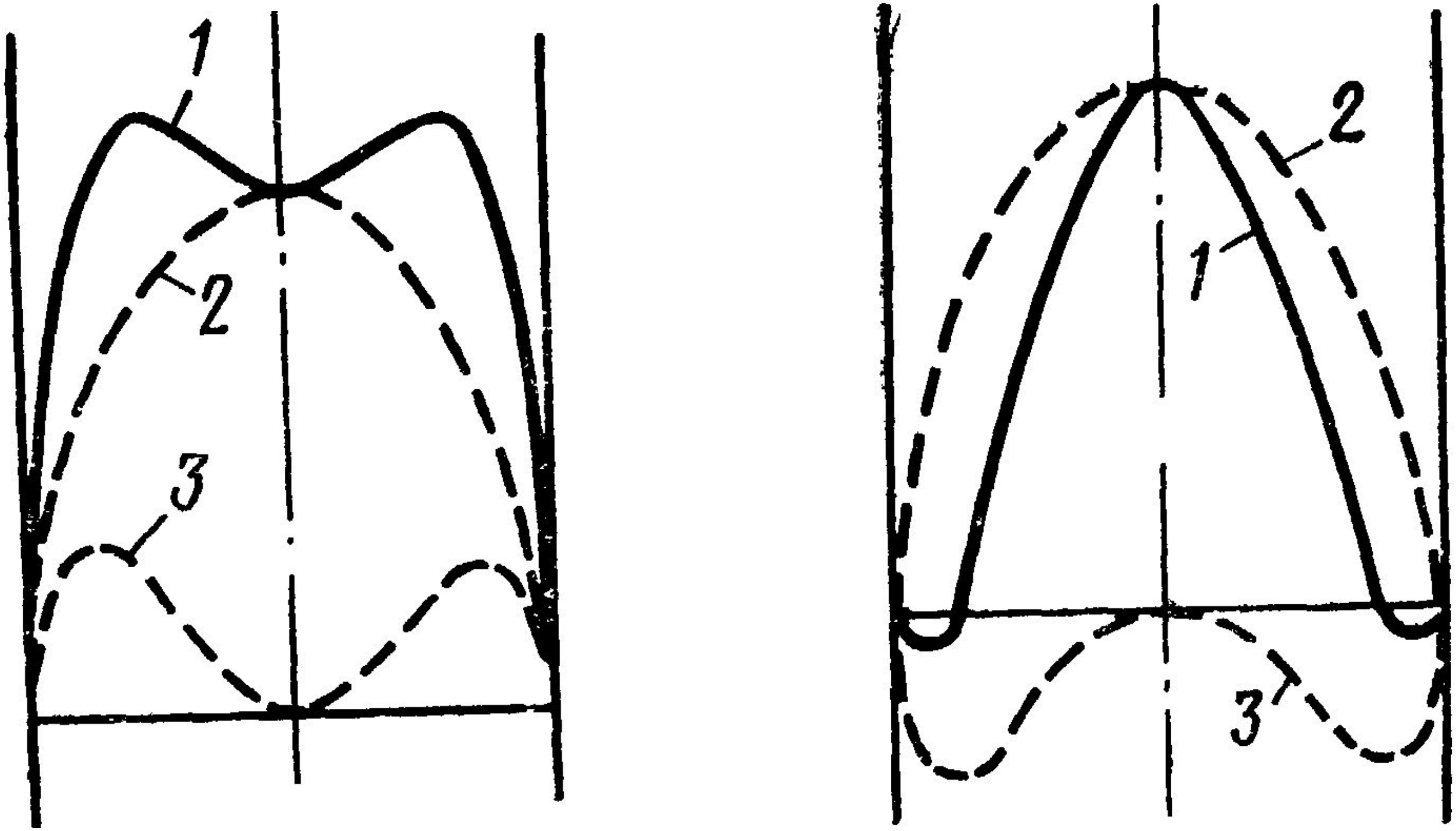
$$\overline{Nu}_{dж} = 1{,}4\left(Re_{dж}\frac{d}{l}\right)^{0,4} Pr_ж^{0,33}\left(Pr_ж/Pr_c\right)^{0,25} \qquad \overline{Nu}_{dж} = \bar{\alpha} d/\lambda_ж$$

$$Re_{dж} = wd/\nu_ж \qquad Pr_ж = \nu_ж/a_ж \qquad Pr_c = \nu_c/a_c$$

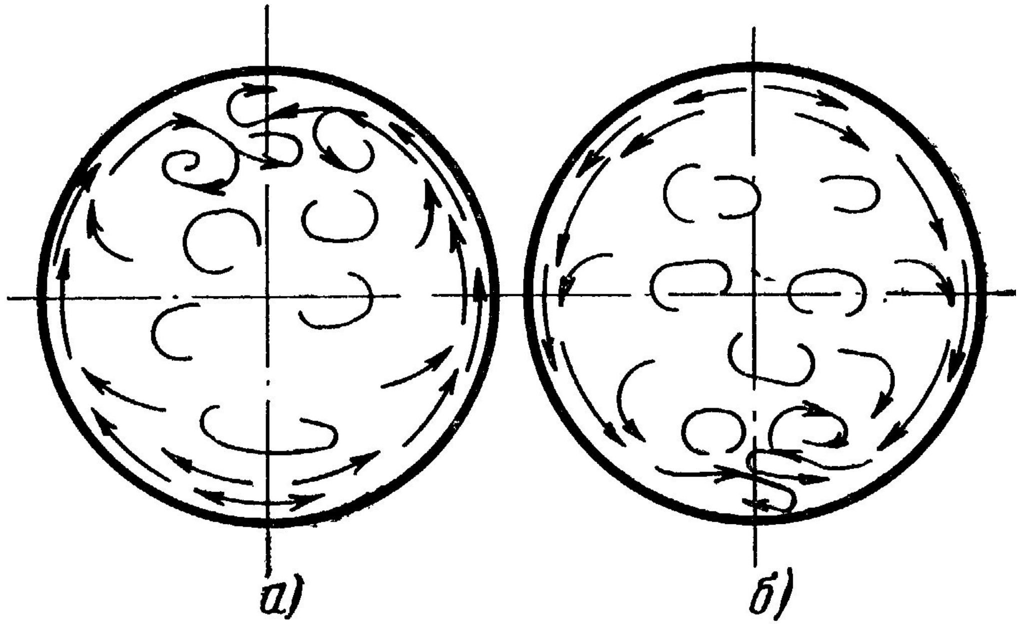
Это соотношение справедливо при $Re_{dж}\frac{d}{l}Pr_ж^{5/6} > 15$

При меньших значениях этой величины, т.е. для труб весьма большой длины $l/d > 0{,}067\, Re_{dж}\, Pr_ж^{5/6}$

$$\overline{Nu}_{dж} \approx 4\left(Pr_ж/Pr_c\right)^{0,25}$$



Распределение скоростей по сечению трубы при совпадении направлений вынужденного и свободного движений (слева) и взаимно противоположных направлениях вынужденного и свободного движений (справа): 1 − суммарное распределение; 2 − за счёт вынужденного движения; 3 − за счёт свободного движения.



Поперечная циркуляция в горизонтальной трубе вследствие наличия свободного движения жидкости: *а* – при нагревании жидкости; *б* – при охлаждении жидкости.

3. Теплоотдача при турбулентном режиме.

$$\overline{\mathrm{Nu}}_{d\text{ж}} = 0{,}021\,\mathrm{Re}_{d\text{ж}}^{0,80}\,\mathrm{Pr}_{\text{ж}}^{0,43}\,(\mathrm{Pr}_{\text{ж}}/\mathrm{Pr}_{\text{с}})^{0,25}\varepsilon_l$$

$d_{\text{эк}} = \dfrac{4f}{u}$ – эквивалентный диаметр канала

Значения зависимости $\varepsilon_l = f\,(l/d,\ \mathrm{Re}_{d\text{ж}})$ при турбулентном режиме

$\mathrm{Re}_{d\text{ж}}$	l/d								
	1	2	5	10	15	20	30	40	50
$1\cdot10^4$	1,65	1,50	1,34	1,23	1,17	1,13	1,07	1,03	1
$2\cdot10^4$	1,51	1,40	1,27	1,18	1,13	1,10	1,05	1,02	1
$5\cdot10^4$	1,34	1,27	1,18	1,13	1,10	1,08	1,04	1,02	1
$1\cdot10^5$	1,28	1,22	1,15	1,10	1,08	1,06	1,03	1,02	1
$1\cdot10^6$	1,14	1,11	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02	1,01	1

Для воздуха это соотношение упрощается

$$\overline{\mathrm{Nu}}_{d\text{ж}} = 0{,}018\,\mathrm{Re}_{d\text{ж}}^{0,8}$$

Расчет теплоотдачи в изогнутых трубах производится по формулам для прямой трубы с последующим введением в качестве сомножителя поправочного коэффициента ε_R, который для змеевиковых труб определяется соотношением

$$\varepsilon_R = 1 + 1{,}77\,\frac{d}{R}$$

Пример 3-1. Гладкая плита шириной $b = 1$ м и длиной $l = 1,2$ м обдувается воздухом со скоростью $w_0 = 8$ м/с. Определить средний коэффициент теплоотдачи $\overline{\alpha}$ и полный тепловой поток Q, если температура стенки $t_с = 60°C$ и температура воздуха $t_ж = 20°C$.

Пример 3-2. Определить среднее значение коэффициента теплоотдачи и количество передаваемой теплоты при течении воды в горизонтальной трубе диаметром $d = 3$ мм и длиной $l = 0,5$ м, если скорость воды $w = 0,3$ м/с, средняя по длине трубы температура воды $\overline{t}_ж = 60°C$ и средняя температура стенки $\overline{t}_с = 20°C$.

Пример 3-3. По трубе $d = 60$ мм и длиной $l = 2,1$ м протекает воздух со скоростью $w = 5$ м/с. Определить значение среднего коэффициента теплоотдачи, если средняя температура воздуха $\overline{t}_ж = 100°C$.

Пример 3-4. Через трубу диаметром $d = 50$ мм и длиной $l = 3$ м со скоростью $w = 0,8$ м/с протекает вода. Определить средний коэффициент теплоотдачи, если средняя температура воды $\overline{t}_ж = 50°C$, а температура стенки $\overline{t}_с = 70°C$.

Пример 3-5. Условие задачи остается таким же, как и в предыдущем примере. Требуется определить среднее значение коэффициента теплоотдачи, если труба изогнута в виде змеевика диаметром $D = 600$ мм.

Физические свойства сухого воздуха

(P_B = 760 мм рт. ст. ≈ $1{,}01 \cdot 10^5$ Па)

t, °C	ρ, кг/м³	c_p, кДж/(кг·°С)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·°С)	$a \cdot 10^6$, м²/с	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м²/с	Pr
—50	1,584	1,013	2,04	12,7	14,6	9,23	0,728
—40	1,515	1,013	2,12	13,8	15,2	10,04	0,728
—30	1,453	1,013	2,20	14,9	15,7	10,80	0,723
—20	1,395	1,009	2,28	16,2	16,2	11,61	0,716
—10	1,342	1,009	2,36	17,4	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	20,0	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	21,4	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,6	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,83	25,7	19,6	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,90	27,2	20,1	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,96	28,6	20,6	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,05	30,2	21,1	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,13	31,9	21,5	22,10	0,690
100	0,946	1,009	3,21	33,6	21,9	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	36,8	22,8	25,45	0,686
140	0,854	1,013	3,49	40,3	23,7	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,64	43,9	24,5	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,78	47,5	25,3	32,49	0,681
200	0,746	1,026	3,93	51,4	26,0	34,85	0,680
250	0,674	1,038	4,27	61,0	27,4	40,61	0,677
300	0,615	1,047	4,60	71,6	29,7	48,33	0,674
350	0,566	1,059	4,91	81,9	31,4	55,46	0,676
400	0,524	1,068	5,21	93,1	33,0	63,09	0,678
500	0,456	1,093	5,74	115,3	36,2	79,38	0,687
600	0,404	1,114	6,22	138,3	39,1	96,89	0,699
700	0,362	1,135	6,71	163,4	41,8	115,4	0,706
800	0,329	1,156	7,18	188,8	44,3	134,8	0,713
900	0,301	1,172	7,63	216,2	46,7	155,1	0,717
1000	0,277	1,185	8,07	245,9	49,0	177,1	0,719
1100	0,257	1,197	8,50	276,2	51,2	199,3	0,722
1200	0,239	1,210	9,15	316,5	53,5	233,7	0,724

Физические свойства воды на линии насыщения

t, °C	$p \cdot 10^{-5}$, Па	ρ, кг/м³	i, кДж/кг	c_p, кДж/(кг·°С)	λ, Вт/(м·С°)	$a \cdot 10^6$, м²/с	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м²/с	$\beta \cdot 10^4$, 1/К	$\sigma \cdot 10^4$, Н/м	Pr
0	1,013	999,9	0	4,212	0,560	13,2	1788	1,789	−0,63	756,4	13,5
10	1,013	999,7	42,04	4,191	0,580	13,8	1306	1,306	+0,70	741,6	9,45
20	1,013	998,2	83,91	4,183	0,597	14,3	1004	1,006	1,82	726,9	7,03
30	1,013	995,7	125,7	4,174	0,612	14,7	801,5	0,805	3,21	712,2	5,45
40	1,013	992,2	167,5	4,174	0,627	15,1	653,3	0,659	3,87	696,5	4,36
50	1,013	988,1	209,3	4,174	0,640	15,5	549,4	0,556	4,49	676,9	3,59
60	1,013	983,1	251,1	4,179	0,650	15,8	469,9	0,478	5,11	662,2	3,03
70	1,013	977,8	293,0	4,187	0,662	16,1	406,1	0,415	5,70	643,5	2,58
80	1,013	971,8	335,0	4,195	0,669	16,3	355,1	0,365	6,32	625,9	2,23
90	1,013	965,3	377,0	4,208	0,676	16,5	314,9	0,326	6,95	607,2	1,97
100	1,013	958,4	419,1	4,220	0,684	16,8	282,5	0,295	7,52	588,6	1,75
110	1,43	951,0	461,4	4,233	0,685	17,0	259,0	0,272	8,08	569,0	1,60
120	1,98	943,1	503,7	4,250	0,686	17,1	237,4	0,252	8,64	548,4	1,47
130	2,70	934,8	546,4	4,266	0,686	17,2	217,8	0,233	9,19	528,8	1,35
140	3,61	926,1	589,1	4,287	0,685	17,2	201,1	0,217	9,72	507,2	1,26
150	4,76	917,0	632,2	4,313	0,684	17,3	186,4	0,203	10,3	486,6	1,17
160	6,18	907,4	675,4	4,346	0,681	17,3	173,6	0,191	10,7	466,0	1,10
170	7,92	897,3	719,3	4,380	0,676	17,2	162,8	0,181	11,3	443,4	1,05
180	10,03	886,9	763,3	4,417	0,672	17,2	153,0	0,173	11,9	422,8	1,03
190	12,55	876,0	807,8	4,459	0,664	17,2	144,2	0,165	12,6	400,2	0,965