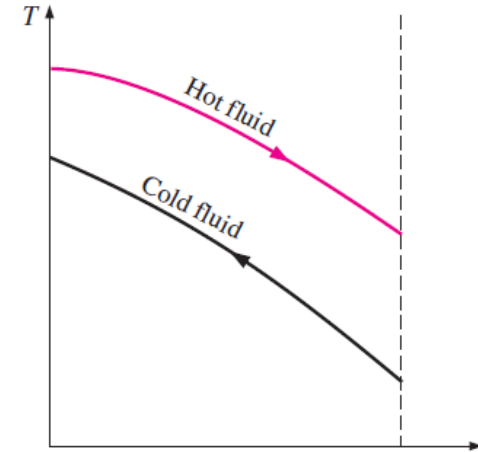
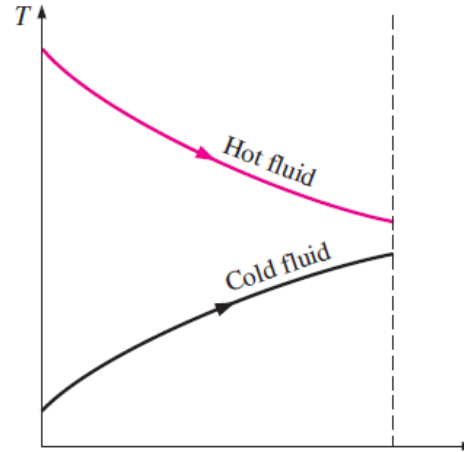


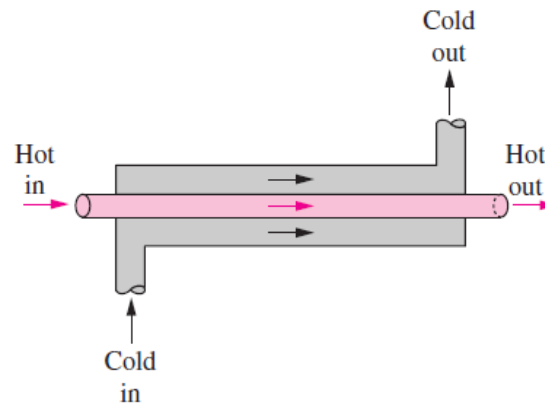
ΕΝΑΛΛΑΚΤΕΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Είναι διατάξεις στην οποία επιτρέπουν τη **μεταφορά θερμότητας** μεταξύ **δύο ρευστών** που βρίσκονται σε διαφορετικές θερμοκρασίες χωρίς να επιτρέπεται η ανάμιξή τους

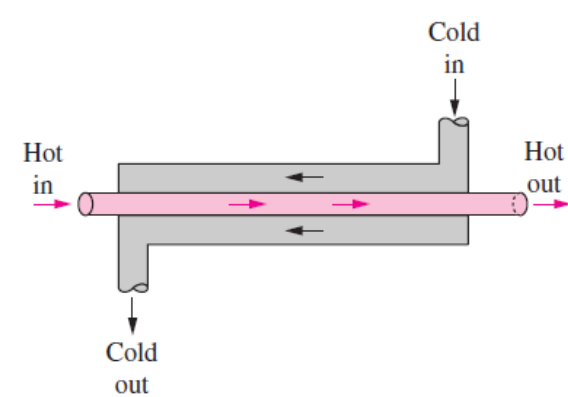
Στην ανάλυση των εναλλακτών θερμότητας προτιμάται η χρήση ενός **συντελεστή ολικής μεταφοράς θερμότητας U** ο οποίος εξηγεί όλες τις επιδράσεις στη μεταφορά θερμότητας



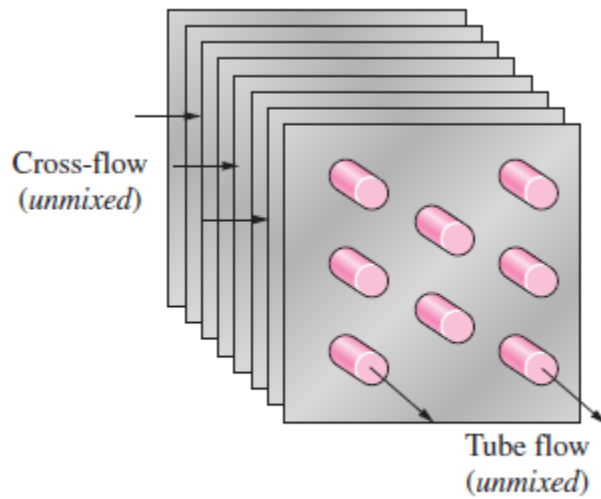
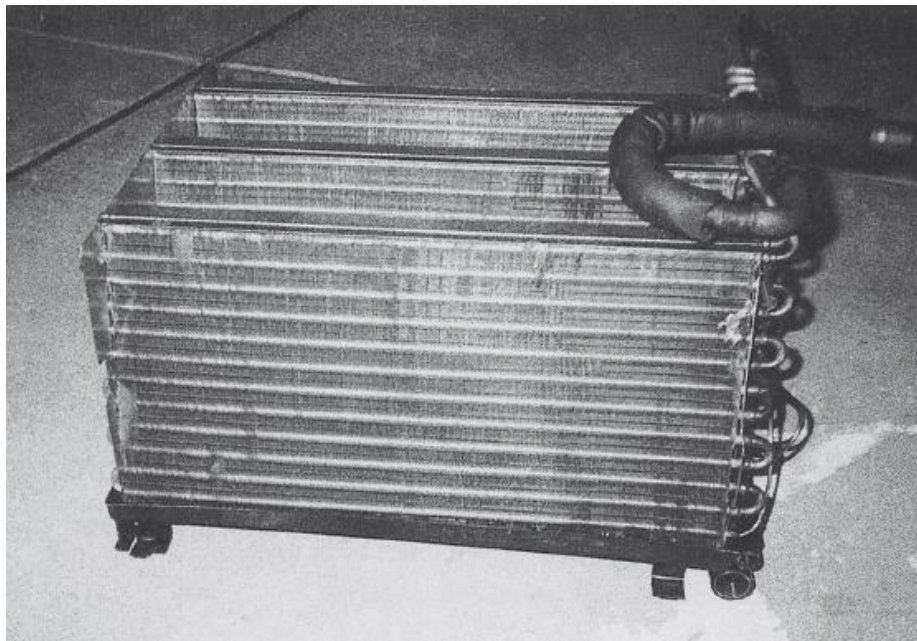
Δύο τύποι διάταξης ροής σε έναν εναλλάκτη θερμότητας:
α. Σε **παράλληλη ροή** (ίδια κατεύθυνση) και β. **αντιπαράλληλη ή αντιροή** (αντίθετη κατεύθυνση)



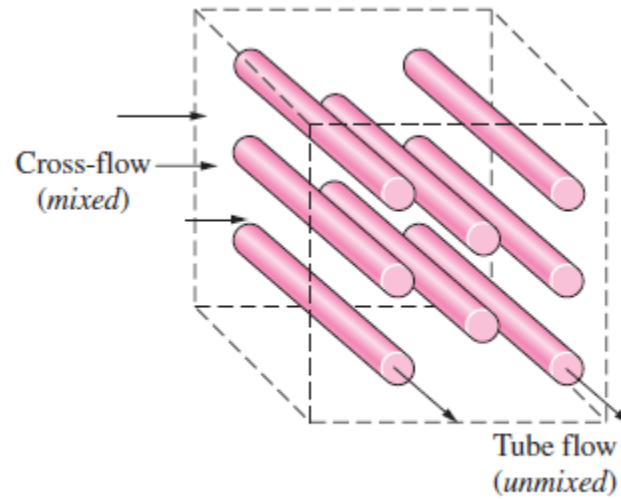
(a) Parallel flow



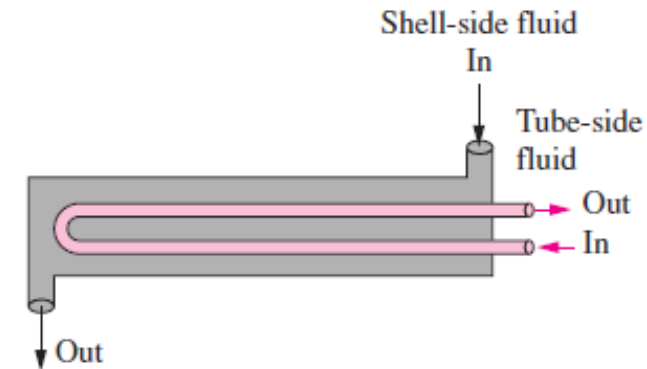
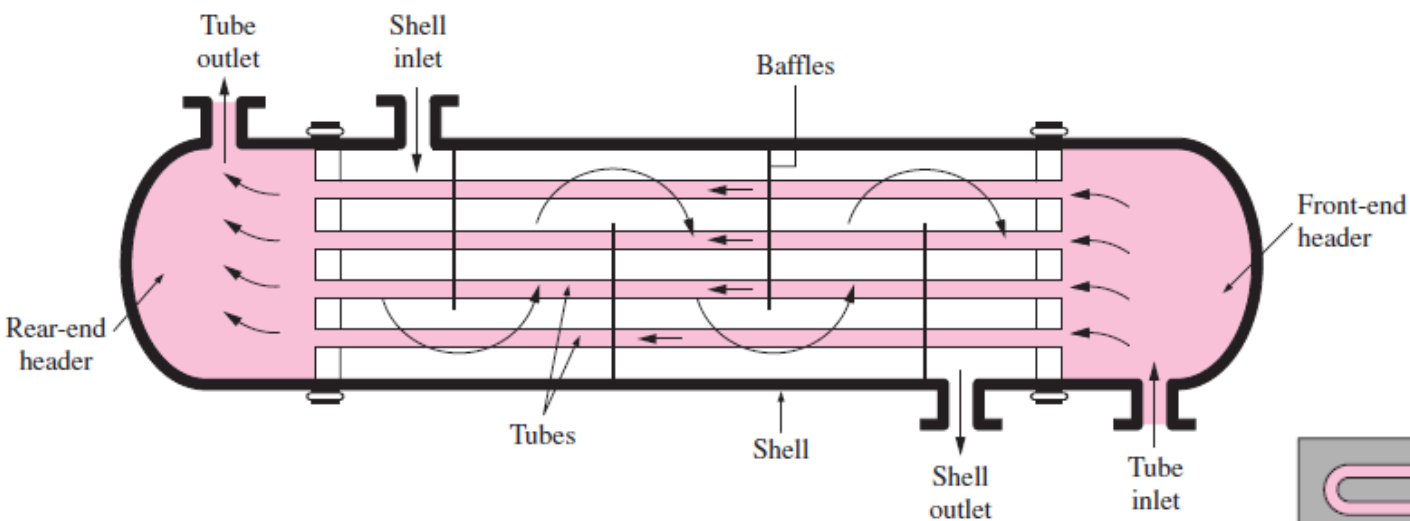
(b) Counter flow



(a) Both fluids unmixed

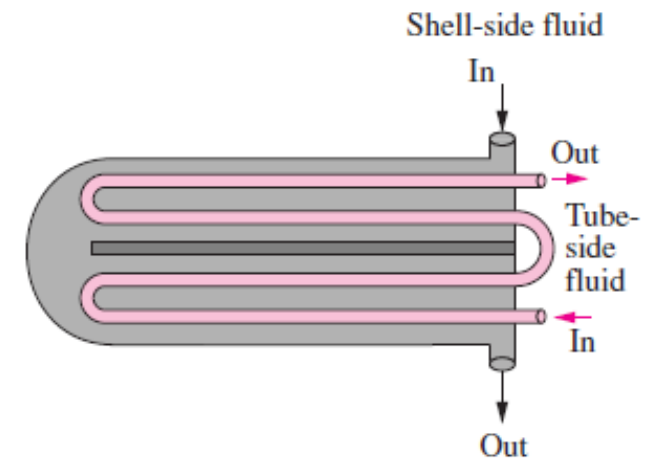


(b) One fluid mixed, one fluid unmixed



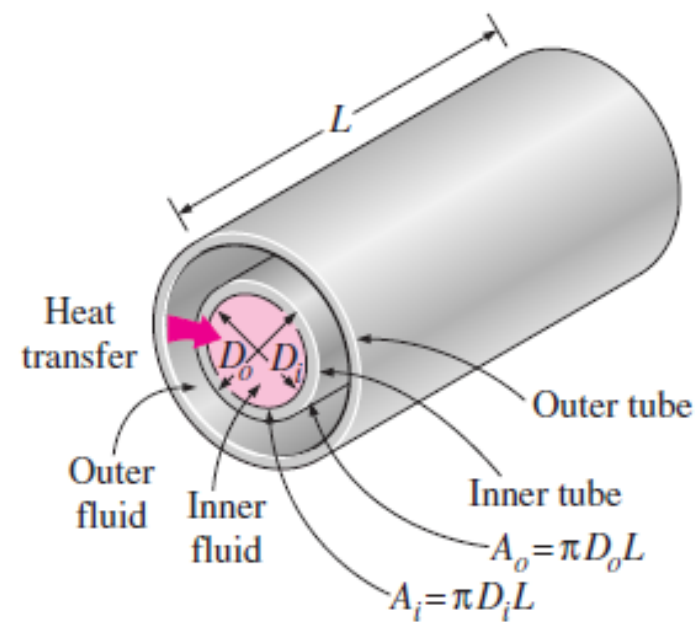
(a) One-shell pass and two-tube passes

ΕΝΑΛΛΑΚΤΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΔΕΣΜΗΣ ΣΩΛΗΝΩΝ



(b) Two-shell passes and four-tube passes

Ολικός Συντελεστής Μεταφοράς Θερμότητας



$$R = R_{\text{total}} = R_i + R_{\text{wall}} + R_o = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o}$$

$$R_{\text{wall}} = \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L}$$

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} = UA \Delta T = U_i A_i \Delta T = U_o A_o \Delta T$$

$$\frac{1}{UA_s} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = R = \frac{1}{h_i A_i} + R_{\text{wall}} + \frac{1}{h_o A_o}$$

Όταν το πάχος του σωλήνα είναι μικρό και η θερμική αγωγιμότητα του υλικού του σωλήνα είναι μεγάλη, όπως συμβαίνει συχνά, η θερμική αντίσταση του σωλήνα είναι αμελητέα

$$(R_{\text{wall}} \approx 0) \xrightarrow[A_i \approx A_o \approx A_s]{U \approx U_i \approx U_o} \frac{1}{U} \approx \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}$$

$$h_i \ll h_o \longrightarrow 1/h_i \gg 1/h_o \longrightarrow U \approx h_i$$

Type of heat exchanger	$U, \text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}^*$
Water-to-water	850–1700
Water-to-oil	100–350
Water-to-gasoline or kerosene	300–1000
Feedwater heaters	1000–8500
Steam-to-light fuel oil	200–400
Steam-to-heavy fuel oil	50–200
Steam condenser	1000–6000
Freon condenser (water cooled)	300–1000
Ammonia condenser (water cooled)	800–1400
Alcohol condensers (water cooled)	250–700
Gas-to-gas	10–40
Water-to-air in finned tubes (water in tubes)	30–60 [†]
	400–850 [†]
Steam-to-air in finned tubes (steam in tubes)	30–300 [†]
	400–4000 [‡]

Όταν ο σωλήνας διαθέτει πτερύγια από τη μία πλευρά για να ενισχυθεί η μεταφορά θερμότητας, η συνολική επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας στην πλευρά των πτερυγίων γίνεται:

$$A_s = A_{\text{total}} = A_{\text{fin}} + A_{\text{unfinned}}$$

Όπου A_{fin} είναι η επιφάνεια των πτερυγίων και A_{unfinned} είναι η επιφάνεια του τμήματος του σωλήνα που δε διαθέτει πτερύγια. Για κοντά πτερύγια υψηλής θερμικής αγωγιμότητας, χρησιμοποιείται αυτή η συνολική επιφάνεια στη σχέση αντίστασης συναγωγής $R_{\text{conv}}=1/hA$ καθώς τα πτερύγια σε αυτήν την περίπτωση θα είναι σχεδόν ισόθερμα. Διαφορετικά, θα πρέπει να προσδιοριστεί η αποτελεσματική επιφάνεια A από τη σχέση:

$$A_s = A_{\text{unfinned}} + \eta_{\text{fin}} A_{\text{fin}}$$

όπου η_{fin} είναι η απόδοση του πτερυγίου ως προς τη μεταφορά θερμότητας

ΑΝΑΛΥΣΗ ΕΝΑΛΛΑΚΤΩΝ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Εξετάζονται οι δύο μέθοδοι που χρησιμοποιούνται στην ανάλυση των εναλλακτών θερμότητας. Η πρώτη μέθοδος της **μέσης λογαριθμικής θερμοκρασιακής διαφοράς (LMTD)** και η δεύτερη μέθοδος είναι η **αποτελεσματική μεταφορά θερμότητας-NTU**

$$\dot{Q} = \dot{m}_c C_{pc} (T_{c, out} - T_{c, in})$$

\dot{m}_c, \dot{m}_h = mass flow rates

C_{pc}, C_{ph} = specific heats

$T_{c, out}, T_{h, out}$ = outlet temperatures

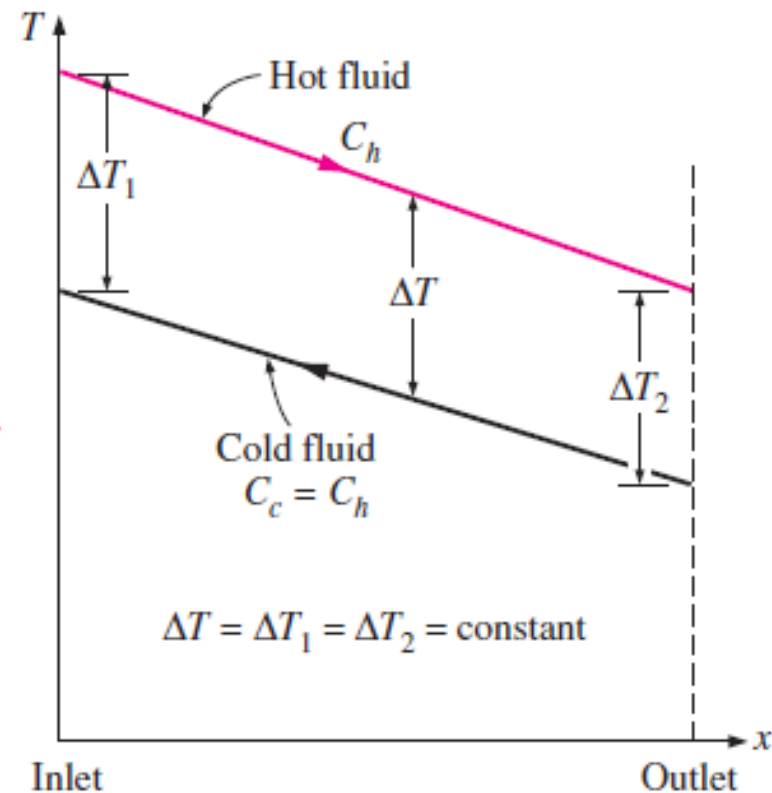
$T_{c, in}, T_{h, in}$ = inlet temperatures

$$\dot{Q} = \dot{m}_h C_{ph} (T_{h, in} - T_{h, out})$$

$$\dot{Q} = C_c (T_{c, out} - T_{c, in})$$

$$C_h = \dot{m}_h C_{ph} \quad \text{and} \quad C_c = \dot{m}_c C_{pc}$$

$$\dot{Q} = C_h (T_{h, in} - T_{h, out})$$



Παράλληλη Ροή

$$\delta\dot{Q} = -\dot{m}_h C_{ph} dT_h$$

$$dT_h = -\frac{\delta\dot{Q}}{\dot{m}_h C_{ph}}$$

$$\delta\dot{Q} = \dot{m}_c C_{pc} dT_c$$

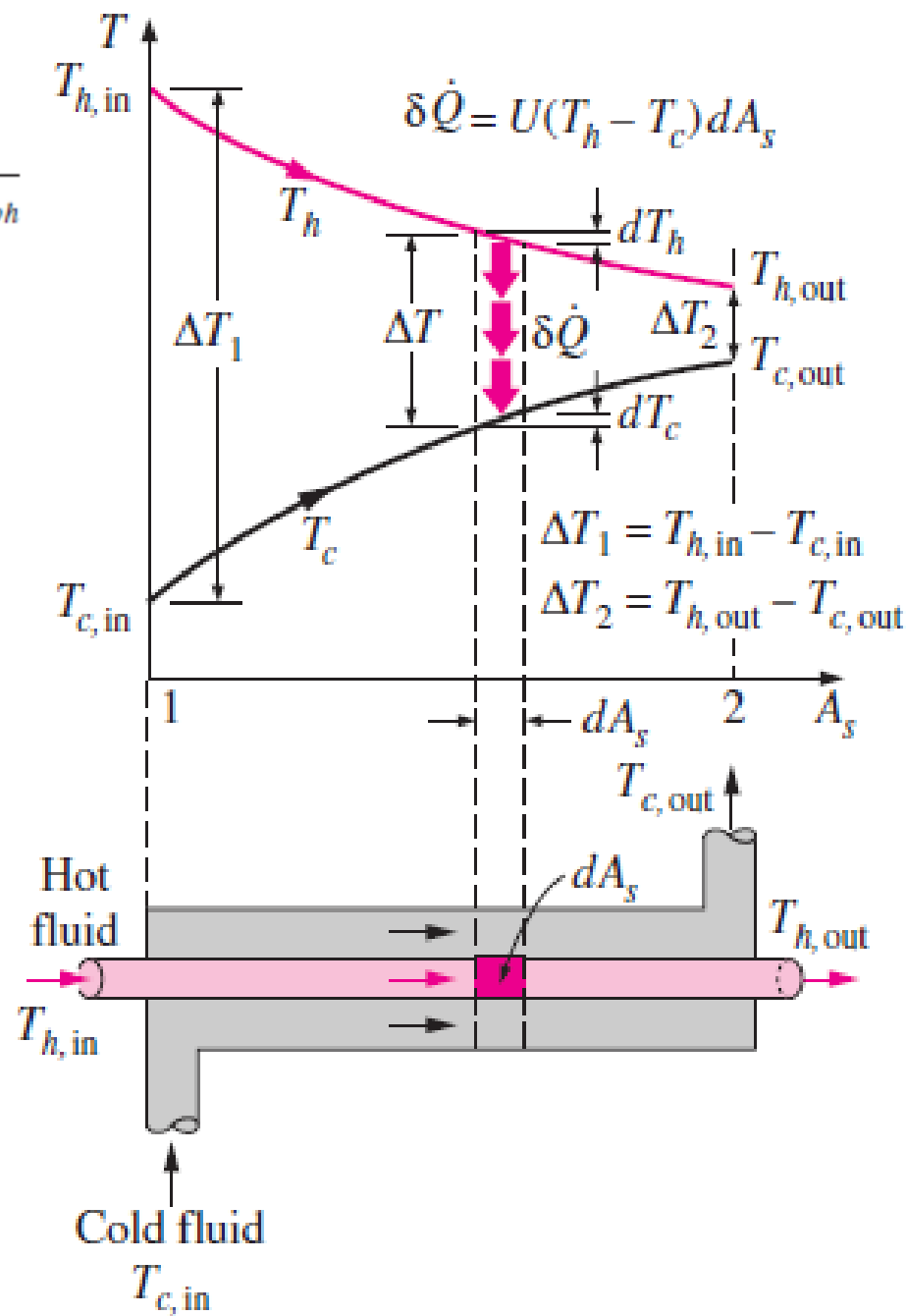
$$dT_c = \frac{\delta\dot{Q}}{\dot{m}_c C_{pc}}$$

$$dT_h - dT_c = d(T_h - T_c) = -\delta\dot{Q} \left(\frac{1}{\dot{m}_h C_{ph}} + \frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} \right)$$

$$\delta\dot{Q} = U(T_h - T_c) dA_s$$

$$\frac{d(T_h - T_c)}{T_h - T_c} = -U dA_s \left(\frac{1}{\dot{m}_h C_{ph}} + \frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} \right)$$

$$\ln \frac{T_{h, out} - T_{c, out}}{T_{h, in} - T_{c, in}} = -UA_s \left(\frac{1}{\dot{m}_h C_{ph}} + \frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} \right)$$



$$\ln \frac{T_{h, out} - T_{c, out}}{T_{h, in} - T_{c, in}} = -UA_s \left(\frac{1}{\dot{m}_h C_{ph}} + \frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} \right)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_c C_{pc} (T_{c, out} - T_{c, in})$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_h C_{ph} (T_{h, in} - T_{h, out})$$

$$\dot{Q} = UA_s \Delta T_{lm}$$

$$\bar{\Delta T}_{am} = \frac{1}{2} (\Delta T_1 + \Delta T_2)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln (\Delta T_1 / \Delta T_2)}$$

Απόδειξη: $\Delta T_{am} > \Delta T_{lm}$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} = \Delta T_2 \frac{x-1}{\ln x}$$

όπου $x = \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} > 1$

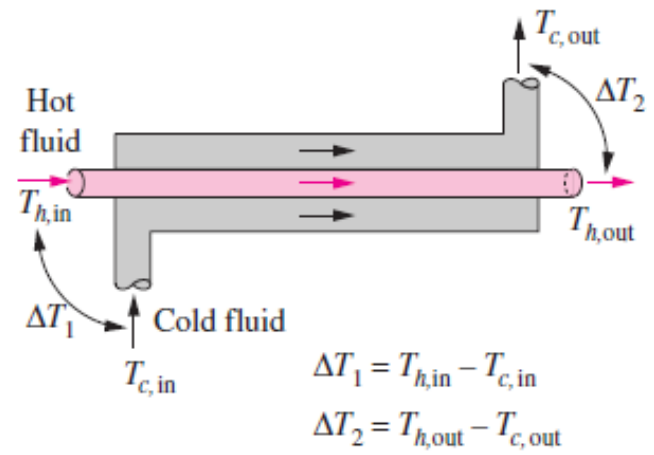
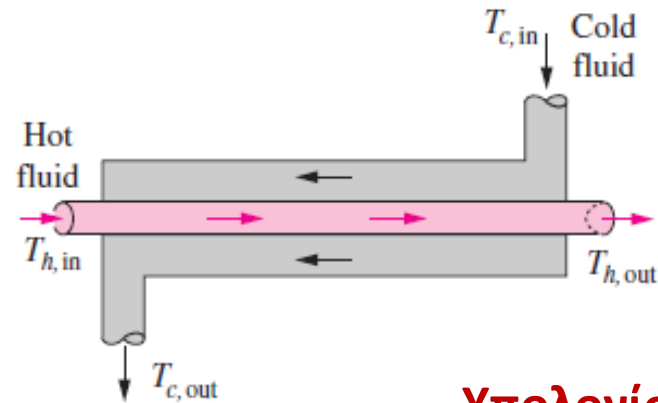
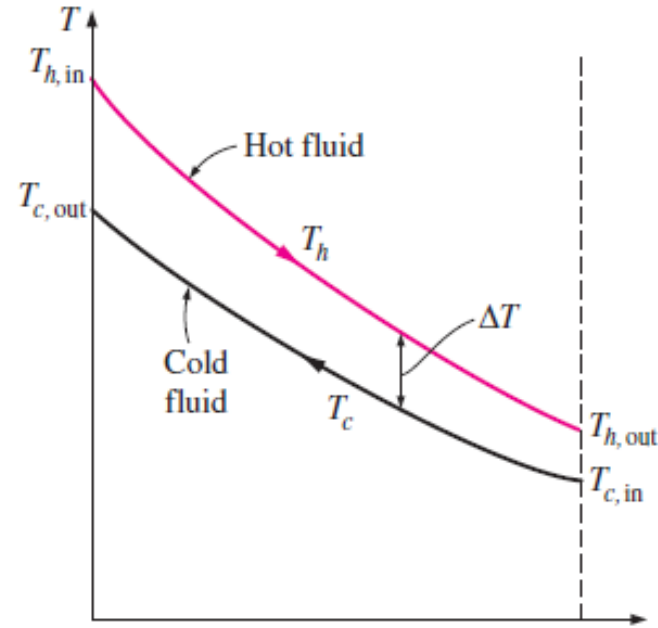
**Ανάπτυγμα Taylor της
συνάρτησης $\ln x$**

$$\Delta T_{am} = \frac{1}{2} (\Delta T_1 + \Delta T_2) = \frac{\Delta T_2}{2} (x+1)$$

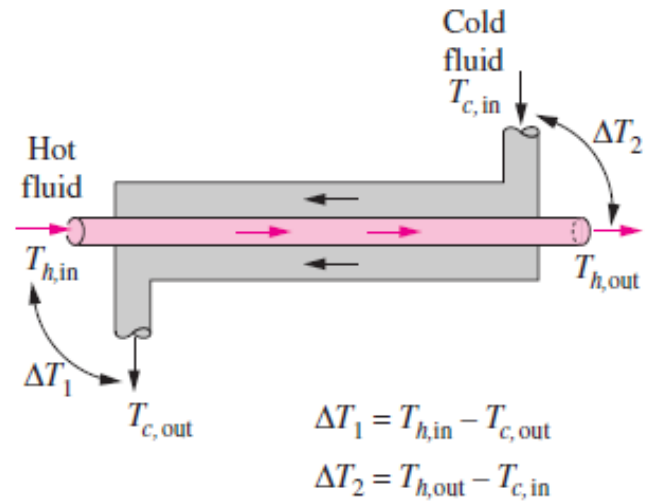
$$\frac{\Delta T_{am}}{\Delta T_{lm}} = \frac{\ln x}{2 \cdot \left(\frac{x-1}{x+1} \right)} = \frac{2 \cdot \sum_{k=0}^{\infty} \frac{1}{2 \cdot k + 1} \left(\frac{x-1}{x+1} \right)^{2 \cdot k + 1}}{2 \cdot \left(\frac{x-1}{x+1} \right)} = 1 + \frac{2 \cdot \sum_{k=1}^{\infty} \frac{1}{2 \cdot k + 1} \left(\frac{x-1}{x+1} \right)^{2 \cdot k + 1}}{2 \cdot \left(\frac{x-1}{x+1} \right)} > 1 \Rightarrow \Delta T_{am} > \Delta T_{lm}$$

Αντιπαράλληλη Ροή

SOS



(a) Parallel-flow heat exchangers



(b) Counter-flow heat exchangers

Υπολογίστε τη μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας στην αντιπαράλληλη ροή