|  |
| --- |
| **板式换热器的计算方法** |
|  |
| 温馨提示：您可以添加QQ：2269933019为好友，或者致电：15915710936，快速给您提供板式换热器计算服务。    板式换热器的计算是一个比较复杂的过程，目前比较流行的方法是对数平均温差法和NTU法。在计算机没有普及的时候，各个厂家大多采用计算参数近似估算和流速-总传热系数曲线估算方法。目前，越来越多的厂家采用计算机计算，这样，板式换热器的工艺计算变得快捷、方便、准确。以下简要说明无相变时板式换热器的一般计算方法，该方法是以传热和压降准则关联式为基础的设计计算方法。 以下五个参数在板式换热器的选型计算中是必须的： 总传热量(单位:kW). 一次侧、二次侧的进出口温度一次侧、二次侧的允许压力降 最高工作温度最大工作压力 如果已知传热介质的流量，比热容以及进出口的温度差，总传热量即可计算得出。 温度 T1 = 热侧进口温度 \* A3 F7 y& G7 S+ Q T2 = 热侧出口温度 3 s' \_% s5 s. T" D0 q4 b t1 = 冷侧进口温度 & L8 ~: |; B: t2 M2 w$ z t2= 冷侧出口温度 热负荷  　　热流量衡算式反映两流体在换热过程中温度变化的相互关系，在换热器保温良好，无热损失的情况下，对于稳态传热过程，其热流量衡算关系为：0 B  N/ I" A+ m0 z' H9 ~　（热流体放出的热流量）=（冷流体吸收的热流量）　　在进行热衡算时，对有、无相变化的传热过程其表达式又有所区别。　　（1） 无相变化传热过程, F0 e% a1 d% C# J/ N- ^2 D　　　 　　式中　　　Q----冷流体吸收或热流体放出的热流量，W；# Q/ p3 p: I4 ~0 N' I) W　　　mh,mc-----热、冷流体的质量流量，kg/s； 　+ Z: I9 b- h9 h" r3 P) {/ ^　　　Cph,Cpc------热、冷流体的比定压热容，kJ/(kg·K)；6 L8 t6 b3 o& m/ n　　　T1,t1 ------热、冷流体的进口温度，K；　　　T2,t2------热、冷流体的出口温度，K。　　（2）有相变化传热过程　　两物流在换热过程中，其中一侧物流发生相变化，如蒸汽冷凝或液体沸腾，其热流量衡算式为：& w3 v) j4 I4 R　　　一侧有相变化1 Y# e$ B6 c& z% C3 W- W\* J　　　　　　　　　　 　　　两侧物流均发生相变化 ，如一侧冷凝另一侧沸腾的传热过程 　　　　　　　　　　 　　式中& S4 [  c9 F( a4 Y" }+ g3 u　　　　r,r1,r2--------物流相变热，J/kg；　　　　D,D1,D2--------相变物流量，kg/s。　　对于过冷或过热物流发生相变时的热流量衡算，则应按以上方法分段进行加和计算。 对数平均温差(LMTD)  　　对数平均温差是换热器传热的动力，对数平均温差的大小直接关系到换热器传热难易程度.在某些特殊情况下无法计算对数平均温差,此时用算术平均温差代替对数平均温差，介质在逆流情况和在并流情况下的对数平均温差的计算方式是不同的。 在一些特殊情况下，用算术平均温差代替对数平均温差。 热长(F)热长和一侧的温度差和对数平均温差相关联。 F = dt/LMTD以下四个介质的物理性质影响的传热  密度、粘度、比热容、导热系数总传热系数  总传热系数是用来衡量换热器传热阻力的一个参数。传热阻力主要是由传热板片材料和厚度、污垢和流体本身等因素构成。单位：W/m2 ℃ or kcal/h,m2 ℃. 压力降 压力降直接影响到板式换热器的大小，如果有较大的允许压力降，则可能减少换热器的成本，但会损失泵的功率，增加运行费用。一般情况下，在水水换热情况下，允许压力降一般在20-100KPa是可以解接受的。 污垢系数 和管壳式换热器相比，板式换热器中水的流动是处于高湍流状态，同一种介质的相对于板式换热器的污垢系数要小的多。在无法确定水的污垢系数的情况下，在计算时可以保留10%的富裕量。计算方法  热负荷可以用下式表示： Q = m · cp · dt  Q = k · A · LMTDQ = 热负荷 (kW)0 s" f$ \8 ]" l1 J$ F) { m = 质量流速 (kg/s) cp = 比热 (kJ/kg ℃) dt = 介质的进出口温度差 (℃) # A6 n% p- @' y k = 总传热系数 (W/m2 ℃) A = 传热面积 (m2) LMTD = 对数平均温差  总的传热系数用下式计算： 其中：k=总传热系数(W/m2 ℃)α1 = 一次测的换热系数(W/m2 ℃) α2 = 一次测的换热系数(W/m2 ℃): r! r. f+ v# w; r; C δ=传热板片的厚度(m); f8 X- L/ ]0 h- ~" s3 ^9 e λ=板片的导热系数 (W/m ℃) R1、R2分别是两侧的污垢系数 (m2 ℃/W) α1、α2可以用努赛尔准则式求得。 |

**板式换热器选型计算**

板式换热器是一种高效紧凑型热交换设备，它具有传热效率高、阻力损失小、结构紧凑、拆装方便、操作灵活等优点，目前广泛应用于冶金、机械、电力、石油、化工、制药、纺织、造纸、食品、城镇小区集中供热等各个行业和领域，因此掌握板式换热器的选型计算对每个工程设计人员都是非常重要的。目前板式换热器的选型计算一般分为手工简易算法、手工标准算法及计算机算法三种，以下就三种算法的特点进行简要的说明。

一、     手工简易算法

计算公式： F=Wq/(K\*△T)

 式中 F —换热面积 m2

　　　 　 Wq—换热量　　　　　　 W

 K —传热系数 W/m2·℃

△T—平均对数温差 ℃

根据选定换热系统的有关参数，计算换热量、平均对数温差，设定传热系数，求出换热面积。选定换热器型号，计算板间流速，通过广州迅标提供的传热特性曲线及流阻特性曲线，查出实际传热系数及压降。若实际传热系数小于设定传热系数，则应降低设定传热系数，重新计算。若实际传热系数大于设定传热系数，而实际压降大于设定压降，则应进一步降低设定传热系数，增大换热面积，重新计算。经过反复校核，直到计算结果满足换热系统的要求，最终确定换热器型号及换热面积大小。这种算法的优点是计算简单，步骤少，时间短；缺点是结果不准确，应用范围窄。造成结果不准确的原因主要是样本所提供的传热特性曲线及流阻特性曲线是一定工况条件下的曲线，而设计工况可能与之不符。此外样本所提供的传热特性曲线及流阻特性曲线仅为水―水换热系统，在使用中有很大的局限性。

以下给出低温冷却水及40℃热水两套换热系统实例加以说明采用手工简易算法得出的计算结果与实测结果的差别：

B150S F=36m2 广州迅标通用设备有限公司

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| 低温冷却水系统 | 工艺水 | 冷冻水 |   |
| 流量m3/h | 进水温度℃ | 出水温度℃ | 压降MPa | 流量m3/h | 进水温度℃ | 出水温度℃ | 压降MPa |   |
|   |
| 计算结果 | 59 | 28 | 17 | 0.03 | 130 | 6 | 11 | 0.06 |   |
| 实测结果 | 63 | 22 | 17 | 0.04 | 21 | 7 | 22 |   |   |

B50S F=5m2 广州迅标通用设备有限公司

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
|  40℃热水系统 | 工艺水 | 高温水 |   |
| 流量m3/h | 进水温度℃ | 出水温度℃ | 压降MPa | 流量m3/h | 进水温度℃ | 出水温度℃ | 压降MPa |   |
|   |
| 计算结果 | 6 | 10 | 40 | 0.00606 | 9 | 90 | 70 | 0.008 |   |
| 实测结果 | 10 | 33 | 39 | 0.02 | 1 | 90 | 36 |   |   |

二、     手工标准算法

计算方法与步骤

（一）工艺条件

 　热介质

 　进出口温度℃　　　Th1 　 Th2

　　　 流量 m3/h 　 Qh

 压力损失（允许值）MPa △Ph

 冷介质

 进出口温度℃ Tc1 　 Tc2

 流量 m3/h 　 Qc

 压力损失（允许值）MPa △Pc

 （二）物性参数

　　　　 物性温度 　 　　 ℃ Th=(Th1+Th2)/2 Tc=(Tc1+Tc2)/2

 介质重度 Kg/m3 γh γc

 介质比热 KJ/kg·℃ Cph Cpc

 导热系数 W/m·℃ λh λc

 运动粘度 m2/s νh νc

 普朗特数 Prh Prc

 （三）平均对数温差（逆流）

 △T=((Th1-Tc2)-(Th2-Tc1))/ln((Th1-Tc2)/(Th2-Tc1))

 或△T=((Th1-Tc2)+(Th2-Tc1))/2 （分子等于零）

　 （四）计算换热量

 Wq=Qh\*γh\*Cph\*(Th1-Th2)=Qc\*γc\*Cpc\*(Tc2-Tc1) W

 （五）设备选型

　 　根据样本提供的型号结合流量定型号，主要依据于角孔流速。即：

　　　　 Wl=4\*Q/(3600\*π\*D2) ≤3.5～4.5m/s

 Wl—角孔流速 m/s

 Q —介质流量 m3/h

 D —角孔直径 m

 （六）定型设备参数　　　（样本提供）

 　　　　 单板换热面积　　 s m2

 单通道横截面积 f m2

 　　　　 板片间距 l m

 　 　平均当量直径 de m (d≈2\*l)

 　　传热准则方程式 Nu=a\*Reb\*Prm

 压降准则方程式 Eu=x\*Rey

 Nu—努塞尔数 Eu—欧拉数

 a.b.x.y—板形有关参数、指数

 Re—雷诺数

 Pr—普朗特数

 m —指数 热介质 m=0.3 冷介质 m=0.4

 （七）拟定板间流速初值　Wh 或 Wc

 Wc=Wh\*Qc/Qh （纯逆流时）

　　　　　W取0.1～0.4m/s

 （八）计算雷诺数

　 　Re=W\*de/ν

 W —计算流速 m/s

 de—当量直径 m

 ν—运动粘度 m2/s

 （九）计算努塞尔数

　　　　　Nu=a\*Reb\*Prm

 （十）计算放热系数

α=Nu\*λ/de

α—放热系数 W/m2·℃

λ—导热系数 W/m·℃

分别得出αh、αc热冷介质放热系数

 （十一）计算传热系数

 　　 　　K=1/(1/αh+1/αc+rp+rh+rc) W/m2·℃

 rp—板片热阻 0.0000459m2·℃/W

 rh—热介质污垢热阻 0.0000172～0.0000258m2·℃/W

 rc—冷介质污垢热阻 0.0000258～0.0000602m2·℃/W

 （十二）计算理论换热面积

 　　　Fm=Wq/(K\*△T)

 （十三）计算换热器单组程流道数

　　　　　n=Q/(3600\*f\*W) （圆整为整数）

　　　　　Q—流量 m3/h

 f—单通道横截面积 m2

 W—板间流速 m/s

 （十四）计算换热器程数

　　　　　N=(Fm/s+1)/(2\*n)　　 N为≥1的整数

 s—单板换热面积 m2

 （十五）计算实际换热面积

 　　　 　F=(2\*N\*n-1)\*s （纯逆流）

 （十六）计算欧拉数

　　　　　Eu=x\*Rey

 （十七）计算压力损失

　　　　　△P=Eu\*γ\*W2\*N\*10-6 MPa

 γ—介质重度 Kg/m3

 W—板间流速 m/s

 N—换热器程数

选定参数，根据角孔流速确定换热器型号，从手册查出在设计工况下冷、热介质的各种物理参数，根据参数样本提供的传热经验公式及流阻经验公式，初步设定流体的板间流速，求出雷诺数，经计算得出传热系数及压力损失，在实际换热面积不小于理论换热面积的前提下，若压力损失大于许用值，则应进一步降低初定的板间流速，重新计算。经过反复校核，直到计算结果满足换热系统的要求，最终确定换热器型号及换热面积大小。这种算法的优点是计算结果准确，应用范围广；缺点是计算复杂，步骤多，时间长。

三、     计算机算法

利用计算机进行板式换热器选型计算，充分发挥了计算机运算速度快的特长，一个计算在微机上几秒钟内就能完成，且结果的准确性是手算难以达到的。板换厂家选型计算软件中存贮了计算所需的不同水温时水的各种物理参数及板式换热器定型设备的所有参数，设计人员在计算机上进行计算时只需输入工艺条件（如水量、水温、压降等）就能马上得出计算结果，这为设计人员提供了极大的方便。计算人员还可以输入不同的工艺条件（如水量、水温相同，压降不同等）或更换换热器型号以得出不同的计算结果，通过对结果的比较、优化，最终选定既经济合理又性能可靠的板式换热器。

设计人员在要求板换厂家提供板式换热器选型计算书时，除了向板换厂家提供换热系统的换热量（或液体流量）、冷热介质的进出水温、压力损失外，还应该提供污垢系数（亦称污垢热阻）。压力损失、污垢系数的设定值对选型是非常重要的。压力损失设定值过大，换热面积减小，虽然节省了设备一次性投资，但使换热系统的能量消耗增加、维护清洗费用增加、设备运行时间缩短；压力损失设定值过小，换热面积增大，造成设备一次性投资增加。要达到既节省了一次性投资，又使能量消耗、维护清洗费用达到一个合理值，最佳的压力损失为0.03MPa。污垢系数因换热介质不同而不同，设计人员不应为了安全而盲目将污垢系数取大，污垢系数最大不超过0.000103m2·℃/W。以下给出常用介质板式换热器的污垢系数：

|  |  |
| --- | --- |
| 液体的种类 | 污垢系数（m2·℃/W） |
| 软水或蒸馏水 | 0.0000086 |
| 低硬度的工业用水 | 0.0000172 |
| 高硬度的工业用水 | 0.000043 |
| 处理过的冷却塔循环水 | 0.000034 |
| 润滑油 | 0.0000172—0.000043 |
| 植物油 | 0.0000172—0.000052 |
| 有机溶剂 | 0.0000086—0.000026 |

以下分别给出瑞典舒瑞普公司及广州迅标通用设备有限公司对某一换热系统的计算结果，并对结果进行分析和比较：

计算条件

工艺水 Q=25m3/h Th1=25℃ Th2=20℃ 压力损失0.05MPa

冷冻水 Tc1=5℃ Tc2=10℃ 污垢系数0.1 m2·℃/kW

瑞典舒瑞普公司计算结果

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| 工艺水流量（m3/h） | 25.0 | 冷冻水流量（m3/h） | 24.9 |
| 工艺水进口温度（℃） | 25.0 | 冷冻水进口温度（℃） | 5.0 |
| 工艺水出口温度（℃） | 20.0 | 冷冻水出口温度（℃） | 10.0 |
| 工艺水平均温度（℃） | 22.5 | 冷冻水平均温度（℃） | 7.5 |
| 工艺水容重（Kg/m3） | 996.7 | 冷冻水容重（Kg/m3） | 1001.0 |
| 工艺水比热（KJ/Kg·℃） | 4.189 | 冷冻水比热（KJ/Kg·℃） | 4.207 |
| 工艺水导热系数（W/m·℃） | 0.608 | 冷冻水导热系数（W/m·℃） | 0.585 |
| 工艺水运动粘度（10-6·m2/s） | 1.027 | 冷冻水运动粘度（10-6·m2/s） | 1.285 |
| 工艺水压力损失（MPa） | 0.05 | 冷冻水压力损失（MPa） | 0.05 |
| 工艺水角孔直径（mm） | 70 | 冷冻水角孔直径（mm） | 70 |
| 工艺水角孔流速（m/s） | 1.80 | 冷冻水角孔流速（m/s） | 1.80 |
| 工艺水板间流速（m/s） | 1.00 | 冷冻水板间流速（m/s） | 1.00 |
| 工艺水雷诺数 | 6190 | 冷冻水雷诺数 | 4150 |
| 平均对数温差（℃） | 15 | 污垢系数（m2·℃/kW） | 0.125 |
| 换热量（kW） | 145.4 | 传热系数（W/m2·℃） | 3847 |
| 换热面积（m2） | 2.52 | 换热器程数 | 1 |
| 换热器型号 | GX-12 | 板片总数 | 23 |
| 板片材料 | AISI 316 | 板片厚度（mm） | 0.5 |
| 垫片材料 |  NBR(S) | 最高工作压力（MPa） | 1.6 |
|   |   |   |   |   |

广州迅标通用设备有限公司计算结果

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| 工艺水流量（m3/h） | 25.0 | 冷冻水流量（m3/h） | 8.08 |
| 工艺水进口温度（℃） | 25.0 | 冷冻水进口温度（℃） | 5.0 |
| 工艺水出口温度（℃） | 20.0 | 冷冻水出口温度（℃） | 20.4 |
| 工艺水平均温度（℃） | 22.5 | 冷冻水平均温度（℃） | 12.7 |
| 工艺水容重（Kg/m3） | 997.1 | 冷冻水容重（Kg/m3） | 999.7 |
| 工艺水比热（KJ/Kg·℃） | 4.1784 | 冷冻水比热（KJ/Kg·℃） | 4.1948 |
| 工艺水导热系数（W/m·℃） | 0.608 | 冷冻水导热系数（W/m·℃） | 0.575 |
| 工艺水运动粘度（10-6·m2/s） | 0.89 | 冷冻水运动粘度（10-6·m2/s） | 1.31 |
| 工艺水压力损失（MPa） | 0.05 | 冷冻水压力损失（MPa） | 0.02 |
| 工艺水角孔直径（mm） | 70 | 冷冻水角孔直径（mm） | 70 |
| 工艺水角孔流速（m/s） | 1.80 | 冷冻水角孔流速（m/s） | 0.58 |
| 工艺水板间流速（m/s） | 0.42 | 冷冻水板间流速（m/s） | 0.13 |
| 工艺水雷诺数 | 3278 | 冷冻水雷诺数 | 828 |
| 平均对数温差（℃） | 8.80 | 污垢热阻（m2·℃/kW） | 0.1 |
| 换热量（kW） | 144.7 | 传热系数（W/m2·℃） | 2251 |
| 换热面积（m2） | 7.6 | 换热器程数 | 1 |
| 换热器型号 | B50L-1.0-7.6-E | 板片总数 | 38 |
| 板片材料 | AISI304 | 板片厚度（mm） | 0.5 |
| 垫片材料 | EPDM | 最高工作压力（MPa） | 1.6 |
|   |   |   |   |   |

从计算结果可以看出，舒瑞普公司在计算中采用温度设定值不变，通过调整污垢系数，改变传热系数来满足传热方程F=Wq/(K\*△T)。广州迅标通用设备有限公司在计算中采用污垢系数设定值不变，通过调整冷冻水出口温度，改变平均对数温差及传热系数来满足传热方程F=Wq/(K\*△T)。换热面积的确定在多数情况下取决于设计工况的压力损失设定值。广州迅标通用设备有限公司通过增加板片数量使流道数增加、降低板间流速来满足设计工况对压力损失的要求。舒瑞普公司不仅可以通过增加板片数量来降低压力损失，而且在板片数量不变的前提下通过改变板片的组合也能在一定范围内降低压力损失，这主要依赖于舒瑞普公司先进的板片设计，它使得舒瑞普公司所选用的板式换热器跟设计工况比较接近，而且换热面积取值较小。广州迅标通用设备有限公司选型计算结果的主要特点是与实际工况比较接近，它会在自控要求很高的换热系统中，为正确选择自控阀提供较为准确的数据。

板式换热器不同于其它设备的最显箸特点是它的非标准化，每个设备厂的模具都是自行开发的，各有各的特点。因此同一换热系统的板式换热器面积大小会因设备厂家的不同而发生变化，这一点设计人员因在设计说明中加以提醒，否则业主在板式换热器面积不变的前提下更换设备厂家，将会产生异想不到的后果。

(1)求热负荷Q

Q=G．ρ．ＣP．Δt

(2)求冷热流体进出口温度

t2=t1+ Q /G ．ρ ．ＣP

(3)冷热流体流量

Ｇ= Q / ρ ．ＣP ．(t2-t1

(4)求平均温度差Δtm

Δtm=(T1-t2)-(T2-t1)/In(T1-t2)/(T2-t1)或Δtm=(T１-t2)+(T2-t1)/2

(5)选择板型

若所有的板型选择完，则进行结果分析。

(6)由Ｋ值范围，计算板片数范围Ｎmin，Ｎmax

Ｎmin = Q / Kmax ．Δtm ．F P ．β

Ｎmax = Q / Kmin ．Δtm ．F P ．β

(7)取板片数N（Ｎmin≤Ｎ≤Ｎmax ）

若N已达Ｎmax，做（5）。

(8)取N的流程组合形式，若组合形式取完则做（7）。

(9)求Re，Nu

Re = W ．de / ν

Nu =a1．Rea2．Pra3

(10)求a，K传热面积Ｆ

a = Nu ．λ / de

K= 1 / 1/ah+1/ ac+γc+γc+δ/λ0

F= Q /K ．Δtm ．β

(11)由传热面积Ｆ求所需板片数ＮＮ

ＮＮ= F/ Fp+ 2

(12)若N＜NN，做（８）。

(13)求压降Δp

Eu = a4．Rea5

Δp = Eu ．ρ．W2 ．ф

(14) 若Δp＞Δ允，做（８）；

若Δp≤Δ允，记录结果 ，做（８）。

注: 1．（1）、（2）、（3）根据已知条件的情况进行计算。

2．当T1-t2=T2-t1时采用Δtm = (T１-t2)+(T2-t1)/2

3．修正系数β一般0.7～0.9。

4．压降修正系数ф ，单流程ф度=1～1.2 ，二流程、三流程ф=1.8～2.0，四流程ф=2.6～2.8。

5．a1、a2、a3、a4、a5为常系数。

选型计算各公式符号的意义及单位