

文章编号: 0258-7025(2001)09-0775-04

高功率 CO₂ 激光器热平衡分析及 热交换器换热计算

陆培华 王润文

(中国科学院上海光机所 上海 201800)

摘要 针对研制的千瓦级快速轴流高功率 CO₂ 激光器的内部循环热交换工作过程,建立了热量的平衡方程;针对激光器工作的特点,比较分析了几类热交换器的关键技术要求;选择矩形翅片圆管束热交换器作为激光器的散热部件,并进行了换热计算。经选定参数计算,结果表明所选用的矩形翅片圆管束热交换器能够满足激光器的换热要求。

关键词 热平衡,快速轴流,CO₂激光器

中图分类号 TN 248.2⁺2 文献标识码 A

Heat Balance Analysis of High Power CO₂ Laser and Calculation to the Heat Exchanger

LU Pei-hua WANG Run-wen

(Shanghai Institute of Optics and Fine Mechanics, The Chinese Academy of Sciences, Shanghai 201800)

Abstract Inner heat cycle of designed kW fast axial flow CO₂ laser is discussed, and the heat balance equation is established. Technical key of heat exchanger for this kind of laser is given, and compared with several other kinds of heat exchangers. Rectangle fin circle tube heat exchanger is chosen as the laser's radiator, and its conducting heat is calculated. The result indicates that the rectangle fin circle tube heat exchanger which has been chosen is suitable to our kW fast axial flowlaser.

Key words thermal balance, fast axial flow, CO₂ laser

1 引言

快速轴流高功率 CO₂ 激光器由于光束质量优良,在国际上已被广泛用于材料切割、焊接和热处理^[1]。一般情况下,这类激光器中约有 10% 左右的注入电能转换为激光能量,而其余的注入电能都将转换成热能。为了使激光器稳定连续运行,约 80% ~ 90% 的抽运能量转化成的热能量必须在每一气流循环后排出。通常在激光器内部要设计安装恰当大小的热交换器,应用冷却水或冷却剂将热量迅速排出,以使激光器激励振荡部件保持常温工作状态。对于快速流动型激光器,热交换器的工作特性至关重要,它直接影响到激光器的运转能否持续及稳定。激光器工作中的一些故障,如风机电机烧坏、放电器

起弧以及激光器持续长时间工作中功率降低等,都与激光器内部热交换失衡有关。尤其是与热交换器的工作状况有关。

我们研制的 kW 级快速轴流 CO₂ 激光器内部工作气体为 CO₂, N₂, He 组成的混合气体,工作气压为 13332 Pa 左右。工作气体以很高的速度流过放电区(100~200 m/s);要求进入放电区的工作气体的温度接近常温(298 K)。气体放电、激光产生过程中,80%~90%左右的抽运能量转化为气体动能,导致气体温度急剧上升,流出放电区的工作气体温度一般将升高至 400 K 左右。然后经过热交换器以后工作气体温度又必需冷却到接近常温。这样的工作特点决定了热交换器有如下的热工特点:(1)热负荷高,受激光器体积限制,要求热交换器单位体积换热面积大、结构紧凑;(2)气阻要求尽量小,以减

小气体的速度损失,因为工作气体流速的平方与气压差成正比;(3)过热的工作流体为处于快速流动状态的混合气体,而且气压很低。

用于快速流动型 CO₂ 激光器的热交换器有板翅式、圆翅片管式、矩形翅片管式等几种。板翅式热交换气阻较大;圆翅片式热交换器由于管束中不同管的同一列翅片间存在间隙而容易结垢,长时间使用会产生较大的污垢热阻而影响换热效果;矩形翅片圆管式热交换器气阻小,单位体积换热面积大,不同管的同一列矩形翅片间不存在间隙,结垢较小,采用紫铜材料作导热元件,可减小腐蚀,增加长时间运行稳定性。所以我们选择矩形翅片圆管束热交换器作为快速轴流 CO₂ 激光器的散热部件。

本文从高功率 CO₂ 激光器的内部整体热平衡要求出发,建立了热平衡方程式。进行了矩形翅片圆管束热交换器的热换分析计算,使其换热速度及排热量能够满足激光器气体入口温度与质量流的要求。针对我们研制的快速轴流 CO₂ 激光器,采用本文的分析方法核实了所选热交换器的换热能力,结果表明所选热交换器的换热能力能够满足所研制激光器件的使用要求。

2 激光器的热平衡分析

如图1所示,快速流动高功率 CO₂ 激光器的工作气体在放电区中由直流电场、高频电场或射频电场激发而形成均匀的辉光放电。放电过程中注入的电能,一部分用来激励 CO₂ 分子,使其粒子数反转,形成增益介质,光束在谐振腔作用下在放电区中形成振荡而输出激光光束。其余的注入电能则转化为热量,引起工作气体温度由 T₂ 升高到 T₁。

高温工作气体通过口径为 φ₁ 的放电管进入通道口径 φ₂ 的热交换器。流过热交换器后,气体温度

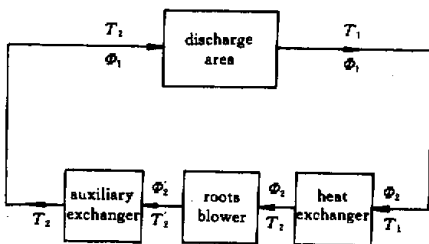


图1 激光器热平衡图

Fig.1 Schematic diagram of thermal balance

在出口处降低到接近常温 T₂, 热量由冷却水带走。再由 φ₂ 的热交换器口径通过风机将冷却到常温的工作气体入口口径为 φ₁ 的放电管入口处。风机及其电机在工作过程中,除保证一定的工作气体质量流外,同时将已冷却的气体压力提高,使气体在 φ₁ 的放电管中的速度能达到一定的值 V。这一过程中由于风机叶轮对气流的摩擦及电机发热也会产生一定的附加热量于工作气体中,这些附加热量与放电过程产生的热量相比要小得多,研制的快速轴流 CO₂ 激光器采用罗茨风机,产品本身带有小型的辅助热交换器来排除这部分热量。本文不作考虑。

快速轴流 CO₂ 激光器的热平衡方程为

$$Q_A = P_e - \frac{P_L}{\beta} = MC_p \Delta T \quad (1)$$

上式中, Q_A 为放电过程中产生的热量; P_e 为放电注入的电能; P_L 为输出激光能量, P_L = P_e η; M 为工作气体质量流量; ΔT 为工作气体进出激励区的温度升高, ΔT = T₁ - T₂; β 为激光谐振腔输出激光的耦合率,约为 40%。工作气压为 13332 Pa, 气体组份为 CO₂:N₂:He = 1:5:15(摩尔比)。

一般情况下,气体温升在 150 K 左右,此时所研究的器件中工作气体的定性温度 (1/2(T₁ + T₂)) 为 370 K 左右。370 K, 13332 Pa 时工作气体的物性参数经计算后为:密度 ρ = 0.0049 kg/m³, 定压比热 C_p = 3.89 kJ/kgK。由(1)式可知,在一定的放热量 Q_A 情况下,工作气体流过放电区以后的温升与工作气压的质量流量成反比。对于高功率快速轴流 CO₂ 激光器,要求工作气体渡越放电管的时间小于上能级的弛豫时间,此时可保证气体渡越放电管时,上能级粒子数不因自发辐射而弛豫至下能级。当 T < 500 K 时,CO₂ 分子上能级寿命 τ_{up} ~ 2.6 ms。设计放电区由 8 根长度 L = 0.25 m, 内径 d = 0.02 m 的放电管组成,则放电管中气体流速必须满足 V > L/τ_{up} ~ 100 m/s。恰当选择风机,使得放电管中的车速 V 约为 200 m/s,此时激光器内工作气体体积流量 G₁ = 8Vπ(d/2)² = 0.5 m³/s,由公式(1)可算得放电产生的热量约为 15 kW,工作气体流经放电区以后平均温度升高 ΔT = 154 K。

3 热交换器换热计算

3.1 热交换器参数选择

选择矩形翅片圆管束热交换器作为激光器的散

热部件, 材料为紫铜(导热系数 λ 为 379 W/mK)。取热交换器冷流体为水, 进口温度 $t_1 = 293$ K, 出口温度 $t_2 = 298$ K; 热流体为放电区内流出的已热化的工作气体, 由第 2 节的分析得到, 穿过热交换器的工作气体进口温度 $T_1 = 452$ K, 出口温度 $T_2 = 298$ K。此时热交换器内部冷热流体的平均对数温差 Δt_m 为

$$\Delta t_m = \psi \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}} \quad (2)$$

式中, ψ 为修正系数, 其取值与冷、热流体在热交换器中的流动方式有关。当冷流体相互平行、逆向流动时, $\psi = 1$; 在所分析的器件中冷流体相互垂直、交叉流动, 考虑这种情况下的平均温差时取 $\psi = 0.9$ 。

则由(2)式可算得 $\Delta t_m = 39.1$ K。

热交换器的热平衡方程为

$$Q = kF\Delta t_m \quad (3)$$

式中, Q 为需要排除的热量(15 kW); k 为热交换器换热系数; F 为换热面积。由(3)式可算得 $kF = 0.384$ kW/K。

热交换器设计程序如下:

- 1) 根据经验先估计一个换热系数 k 作为设计计算第一步初始值, 由式(3)确定换热面积, 根据换热面积及使用要求确定结构参数;
- 2) 对选定的参数进行传热计算(方程(7));
- 3) 计算得到的换热能力是否满足要求 $Q = 15$ kW? 是, 停止计算、记录换热器参数。否, 以计算得到的换热系数值由式(3)算出换热面积, 再根据使用要求求出结构参数, 并重复步骤 2), 3) 直到满足要求。

设计的矩形翅片圆管热交换器如图 2 所示, 经多次重复计算得到结构参数为:

圆管尺寸: 内径 $d_i = 20$ mm, 外径 $d_o = 25$ mm, 壁厚 $\delta = 2.5$ mm。

采用 50 mm × 50 mm 的正方形翅片, 翅片尺寸: 翅片高 $h = 12.5$ mm, 翅片厚 $t = 0.5$ mm, 翅片净距 $s = 1.8$ mm, 翅片间距 $s + t = 2.3$ mm。

每米长度翅片管参数: 外表面积 $F_o = 0.0785$ m², 内表面积 $F_i = 0.0628$ m², 翅片面积 $F_f' = 1.747$ m², 翅间面积 $F_b' = 0.061$ m², 翅片管外表面积 $F_f = F_f' + F_b' = 1.808$ m², 翅片数 $n_f = 434$ 。

热交换器中管束排列为 4 排, 8 列共 32 支, 即

$n_1 = 8, n_2 = 4, n = 32$ 。进出口水流每列串联。如图 2 所示, 管束结构参数 $s_1 = 71$ mm, $s_2 = 50$ mm, $s_3 = 35$ mm。热交换器传热部分结构尺寸: 长度为紫铜管长度 $L_1 = 800$ mm, 宽度 $L_2 = 8s_1 = 568$ mm, 厚度 $L_3 = 4s_3 = 140$ mm, 热交换器垂直于气流截面的通道面积 $A = 0.356$ m², 以紫铜管外径 d_o 为基准的换热面积 $F = nF_oL_1/1000 = 2.0$ m²。

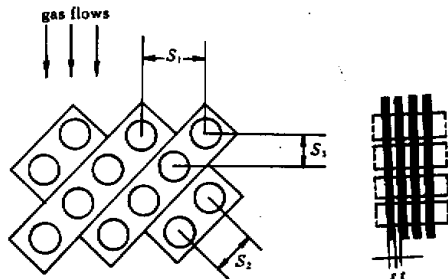


图 2 矩形翅片圆管束排列结构示意图

Fig. 2 Arrangement diagram of circle tubes with rectangle fins

我们研制的 kW 快速轴流 CO₂ 激光器中使用的热交换器的综合参数与本文分析计算所得的参数是基本一致的, 该器件已经能稳定运行 8 h 以上。

下面我们对选定的热交换器进行传热计算。

3.2 冷热流体参数计算

3.2.1 冷却水参数及其管内传热系数计算

设定冷却水的进口温度 $t_1 = 293$ K, 出口温度 $t_2 = 298$ K, 体积流量 $G_2 = 5.56 \times 10^{-4}$ m³/s, 定性温度 $1/2(t_1 + t_2) = 295.5$ K。定性温度时冷却水物性参数为: 密度 $\rho_2 = 1000$ kg/m³, 定压比热 $C_{p2} = 4.18$ kJ/kgK, 粘度 $\mu_2 = 8.6 \times 10^{-4}$ kg/ms。导出系数 $k_2 = 0.614$ W/mK。管内冷却水流速 $w_2 = G_2/0.785d_i^2 n_1 = 0.147$ m/s。可算得雷诺数 $Re_d = w_2 d_i \rho_2 / \mu_2 = 3440$, 由流体动力学知识可知, 雷诺数的大小表征了管内流体的流动状态。当 $2000 < Re_d < 10000$ 时, 管内流动处于层流到湍流转变的过渡区。在过渡区内, 可用 Hausen 公式计算努谢尔数^[2]

$$Nu_d = \frac{d_i}{k_2} h_i = 3.66 + \frac{0.0668 \left(\frac{d_i}{L_1} \right) Re_d Pr}{1 + 0.004 \left[\left(\frac{d_i}{L_1} \right) Re_d Pr \right]^{0.25}} \quad (4)$$

式中, d_i 为热交换器紫铜管的内径, L_1 为热交换器管的长度; k_2 为冷却水导热系数; P_r 为普朗特数, 它将流体的速度场与温度场联系起来, 表示流体内动量和热量扩散的相对数值, 其值为: $P_r = \mu_2 C_{p2}/k_2 = 5.85$ 。

由(4)式可算得管内换热系数 $h_i = 404.6 \text{ W/m}^2\text{K}$ 。

3.2.2 热流体(工作气体)参数及翅片侧换热计算

工作气体为 $\text{CO}_2:\text{N}_2:\text{He}$ (摩尔比 1:5:15) 的混合气体, 工作气压 13332 Pa。由前述激光器要求决定的工作气体体积流量 $G_1 = 0.5 \text{ m}^3/\text{s}$, 进口温度 $T_1 = 452 \text{ K}$, 出口温度 $T_2 = 298 \text{ K}$, 密度 $\rho_1 = 0.049 \text{ kg/m}^3$, 粘度 $\mu_1 = 22.18 \times 10^{-6} \text{ kg/ms}$; 定压比热 $C_p = 3.89 \text{ kJ/kgK}$, 导热系数 $k_1 = 0.128 \text{ W/mK}$ 。

其中粘度 μ_1 由下面公式算得

$$\mu_1 = \frac{\mu_{\text{CO}_2} \psi_{\text{CO}_2} \sqrt{M_{\text{CO}_2}} + \mu_{\text{N}_2} \psi_{\text{N}_2} \sqrt{M_{\text{N}_2}} + \mu_{\text{He}} \psi_{\text{He}} \sqrt{M_{\text{He}}}}{\psi_{\text{CO}_2} \sqrt{M_{\text{CO}_2}} + \psi_{\text{N}_2} \sqrt{M_{\text{N}_2}} + \psi_{\text{He}} \sqrt{M_{\text{He}}}} \quad (5)$$

式中, ψ_{CO_2} , ψ_{N_2} , ψ_{He} 分别为混合气体中 CO_2 , N_2 , He 的摩尔比例; μ_{CO_2} , μ_{N_2} , μ_{He} 分别为定性温度时 CO_2 , N_2 , He 的粘度, M_{CO_2} , M_{N_2} , M_{He} 分别为 CO_2 , N_2 , He 的分子量。

3.2.3 热交换器的换热计算

空气横向流过圆管外横向矩形翅片管束侧换热系数计算公式为^[3]

$$\text{Nu}_d = \frac{h_0 d_e}{k_1} = 0.251 \left(\frac{d_e G_0}{\mu_1} \right)^{0.67} \left(\frac{s_1 - d_0}{d_0} \right)^{-0.2} \left(\frac{s_1 - d_0}{s} + 1 \right)^{-0.2} \left(\frac{s_1 - d_0}{s_3 - d_0} \right)^{0.4} \quad (6)$$

上式中, d_e 为当量直径

$$d_e = \frac{F_b' d_0 + F_f' \sqrt{F_f' / 2 \eta_f}}{F_b' + F_f'} = 44 \text{ mm}$$

G_0 为单位通道面积工作气体质量流量, $G_0 = G_1 \rho_1 / A = 0.069 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 。

由(6)式可算得翅片侧换热系数 $h_0 = 24.9 \text{ W/m}^2\text{K}$ 。

以光管外表面积为基准, 翅片管热交换器换热系数计算公式为^[3]

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{h_i} \frac{F_0}{F_i} + r_i \frac{F_0}{F_i} + \frac{\delta}{\lambda} \frac{F_0}{F_m} + r_f + r_0 \frac{F_0}{F_f} + \frac{1}{h_o} \frac{F_0}{F_f} \quad (7)$$

式中, F_f 为翅片管外表面积, F_i 为光管内表面积, F_0 为光管外表面积, $F_m = (F_0 - F_i) / \ln(F_0/F_i) = 0.0701 \text{ m}^2$ 。 δ 为翅片管的光管部分管壁厚, λ 为紫铜管导热系数 ($379 \text{ W/m}^2\text{K}$)。 r_0 为管外污垢系数 ($3.4 \times 10^{-4} \text{ m}^2\text{K/W}$)。 r_i 为管内污垢系数 ($1.72 \times 10^{-4} \text{ m}^2\text{K/W}$)。其取值参阅文献[3]。 r_f 为翅片热阻, 由于翅片管工作在压差情况下, 水压大于管外工作气压很多, 管与翅片接触良好, 可忽略翅片热阻, 即取 $r_f = 0$ 。

由(7)式可算得热交换器换热系数 $K = 192.3 \text{ W/m}^2\text{K}$ 。

式(3)中, 取 F 为热交换器光管外表面积 (2 m^2)。 Δt_m 为冷热流体平均温度差 (39.1 K)。将 k 值代入可算得热交换器换热能力为 15.0 kW , 满足激光器的散热要求。

4 结 论

矩形翅片圆管热交换器在工业上已被广泛应用于各类散热装置中, 并已形成系列标准化生产。我们只需根据研制激光器的特点, 算出换热面积及相关参数, 便可选购恰当型号的热交换器。

热交换过程正确计算是合理设计和选择热交换器的基础, 因此在整个激光器的设计中这一步非常关键, 它对保证激光器能在高功率下稳定运行十分重要。本文的计算核实了所研制的千瓦级快速轴流 CO_2 激光器热交换器的参数, 计算结果表明所选热交换器的换热能力能够满足激光器的使用要求。

参 考 文 献

- 1 S. G. Anderson. Review and forecast of laser markets Part I: Nondiode lasers. *Laser Focus World*, 2000, Jan.: 92
- 2 J. P. Holmen. Heat Transfer. Edition one. Beijing: People's Education Publishing House, 1979. 218~224 (in Chinese)
- 3 M. Z. Shi. Heat Exchanger Theory and Design. Edition one. Nanjing: Dongnan University Publish House, 1989. 206~232 (in Chinese)