



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 109684769 B

(45) 授权公告日 2023. 06. 13

(21) 申请号 201910019416.0

(22) 申请日 2019.01.09

(65) 同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 109684769 A

(43) 申请公布日 2019.04.26

(73) 专利权人 南京大学
地址 210023 江苏省南京市栖霞区仙林大道163号

(72) 发明人 张志炳 周政 陈思 田洪舟
李磊 张锋

(74) 专利代理机构 江苏致邦律师事务所 32230
专利代理师 徐蓓 尹妍

(51) Int. Cl.
G06F 30/20 (2020.01)

(56) 对比文件

CN 107561938 A, 2018.01.09

CN 107563051 A, 2018.01.09

张志炳等. 气液反应体系相界面传质强化研究.《化学工程》.2016,第44卷(第03期),第1-6页.

审查员 王丽娜

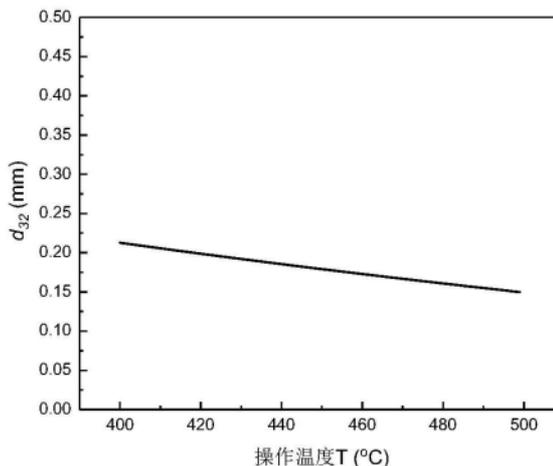
权利要求书3页 说明书10页 附图4页

(54) 发明名称

MIHA纯气动操作条件下气泡尺度调控模型建模方法

(57) 摘要

本发明涉及MIHA纯气动操作条件下气泡尺度调控模型建模方法,通过分析纯气动条件下气泡生成过程,建立气泡破碎器内的能量转化模型;基于气泡破碎器内的能量转化模型和液体循环,计算液体流量,获取气液强烈混合区能量耗散率,最终获取气泡尺度计算模型。本发明的方法针对MIHA建立了纯气动操作条件下气泡尺度调控模型,综合反映了反应器结构、体系物性以及操作参数、以及输入能量对气泡尺度的影响,可实现对反应器设计及MIHA的反应体系设计的指导,指导设计高效的反应器结构和反应体系。



1. 一种MIHA纯气动操作条件下气泡尺度调控模型建模方法,其特征在于,包括如下步骤:

S100. 分析纯气动条件下气泡生成过程,建立气泡破碎器内的能量转化模型;

纯气动操作条件下,液体流量 $Q_L \ll$ 气体流量 Q_G ,在未通入气体前,气泡破碎器内充满静止反应液;假设体系液体为闭路循环,即整个过程中液体量不发生变化;由于气体的进入,导致部分液体将被迫进入气泡破碎器外循环管路;设定气泡破碎器长度为 L ,直径为 D_1 ,横截面积 $S_1 = \pi D_1^2/4$;喷嘴直径为 D_N ;

作出假设如下:

(1) 稳态操作,操作压力 P_m 恒定;

(2) 由于实际操作压力较高,故忽略液体势能的变化以及气泡界面张力所引起的气泡内气体压力的变化;

(3) 由于气体密度远小于液体,故忽略输入气体的动能;

以气泡破碎器为控制体,进行稳态条件下的能量衡算;在气动条件下,压力为 P_{G0} 、体积流量为 Q_{G0} 的气体进入操作压力恒定为 P_m 的气泡破碎器时,气体释放部分静压能,转化为液体动能和气泡表面能;气体释放的静压能相当于气体对系统做功 W_G ,依据做功定义可知:

$$W_G = \int_{P_{G0}}^{P_m} Q_G dP \quad (1)$$

Q_G 为气泡破碎器内气体流量,假设气体为理想气体,则依据理想气体状态方程可得:

$$Q_G = \frac{\rho_{G0} Q_{G0} RT}{M_A P} \quad (2)$$

式(2)中, ρ_{G0} 和 M_A 分别为进入破碎器的气体密度和气体摩尔质量; R 和 T 分别为气体常数和气体温度;

将式(2)代入式(1)并积分可得:

$$W_G = \frac{\rho_{G0} Q_{G0} RT}{M_A} \ln\left(\frac{P_m}{P_{G0}}\right) \quad (3)$$

令气泡破碎器气体入口处气体压力与操作压力之差为 ΔP ,即:

$$\Delta P = P_{G0} - P_m \quad (4)$$

由于 $\Delta P > 0$,因此, $W_G < 0$,即气体进入气泡破碎器后其机械能将减小;由于气泡破碎器操作压力 P_m 恒定,因此忽略液体重力势能,气体所减小的机械能将转化为液体动能以及气泡界面能;故由式(3)(4)可得:

$$\frac{\rho_{G0} Q_{G0} RT}{M_A} \ln\left(\frac{P_m + \Delta P}{P_m}\right) = \frac{1}{2} \rho_L Q_L U_L^2 + \frac{6 Q_G \sigma_L}{d_{32}} \quad (5)$$

方程(5)等号左边为气体静压能的减小,即 $-W_G$;方程(5)等号右边两项分别为液体动能和气泡界面能;其中, ρ_L 和 σ_L 分别为液体密度和界面张力; U_L 为自破碎器流出的液体的线速度; d_{32} 为自气泡破碎器流出的气泡Sauter平均直径;依据质量衡算, Q_G 与 Q_{G0} 有如下关系:

$$Q_G = \frac{P_m + \Delta P}{P_m} Q_{G0} \quad (6)$$

由于 $\Delta P \ll P_m$,因此 $Q_G \approx Q_{G0}$;忽略气液界面能值相对于液体动能值,将方程(5)简化为:

$$\frac{\rho_{G0}Q_GRT}{M_A} \ln\left(\frac{P_m + \Delta P}{P_m}\right) = \frac{1}{2}\rho_L Q_L U_L^2 \quad (7)$$

S200. 基于气泡破碎器内的能量转化模型和液体循环, 计算液体流量;

由于进出破碎器的液体为闭路循环, 即进出液体流量相等, 故有:

$$Q_L = U_L S_1 (1 - \phi_G) \quad (8)$$

其中, 气泡破碎器内气含率 ϕ_G 按下式计算:

$$\phi_G = \frac{Q_G}{Q_G + Q_L} \quad (9)$$

由 (8) (9) 式可得:

$$U_L = \frac{Q_G + Q_L}{S_1} \quad (10)$$

U_L 为气泡破碎器内气液混合物的表观速度, 将式 (10) 代入方程 (7) 可得:

$$\frac{\rho_{G0}Q_GRT}{M_A} \ln\left(\frac{P_m + \Delta P}{P_m}\right) = \frac{1}{2}\rho_L Q_L \left(\frac{Q_G + Q_L}{S_1}\right)^2 \quad (11)$$

由方程 (11) 可计算因气体输入所产生的喷嘴直径处液体流量 Q_L , 由方程 (7) 可得:

$$\frac{Q_G}{Q_L} = \frac{1}{2} \frac{\rho_L M_A}{\rho_{G0} RT} \frac{U_L^2}{\ln\left(\frac{P_m + \Delta P}{P_m}\right)} \quad (12)$$

在纯气动操作条件下, $Q_L \ll Q_G$, 则将方程 (11) 简化为:

$$\frac{\rho_{G0}RT}{M_A} \ln\left(\frac{P_m + \Delta P}{P_m}\right) = \frac{\rho_L Q_L Q_G}{2S_1^2} \quad (13)$$

由此得到:

$$Q_L = \frac{2S_1^2 \rho_{G0} RT}{\rho_L Q_G M_A} \ln\left(\frac{P_m + \Delta P}{P_m}\right) \quad (14)$$

由理想状态方程可知, 存在如下关系:

$$\frac{\rho_{G0}RT}{M_A} = P_m + \Delta P \quad (15)$$

将式 (15) 代入方程 (14) 可得:

$$Q_L = \frac{2(P_m + \Delta P)S_1^2}{\rho_L Q_G} \ln\left(\frac{P_m + \Delta P}{P_m}\right) \quad (16)$$

由方程 (16) 可知: 气泡破碎器横截面积 S_1 对液体循环流量 Q_L 影响更大;

$$\text{由于: } Q_L = \frac{\pi}{4} D_N^2 V_N \quad (17)$$

式中 V_N 为喷嘴处流速;

当 V_N 一定时, 由式 (16) 和 (17) 可得:

$$D_N = 1.6S_1 \left[\frac{(P_m + \Delta P)S_1^2}{\rho_L Q_G} \ln\left(\frac{P_m + \Delta P}{P_m}\right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (18)$$

当 D_N 一定时, 由式 (16) 和 (17) 可得:

$$V_N = \frac{2.55(P_m + \Delta P)S_1^2}{D_N^2 \rho_L Q_G} \ln\left(\frac{P_m + \Delta P}{P_m}\right) \quad (19)$$

由式(10)和(16)可得:

$$U_L = \frac{Q_G}{S_1} + \frac{2(P_m + \Delta P)S_1}{\rho_L Q_G} \ln\left(\frac{P_m + \Delta P}{P_m}\right) \quad (20)$$

由此完成纯气动条件下对 Q_L 的估算;

S300. 计算气液强烈混合区能量耗散率 ε_{mix} ;

依据热力学第一定律可得:

$$\varepsilon_{mix} = \frac{Q_L^3}{2K_1^4 L_{mix} S_1^3} [1 - 2K_1^2 - K_1^4(1 + \lambda_1)(3 + \lambda_1)] - \frac{\lambda_1 Q_L P_{G0}}{\rho_L S_1 L_{mix}} \ln \frac{P_m}{P_{G0}} \quad (21)$$

上式中, L_{mix} 为气泡破碎内气液强烈混合区长度; λ_1 为气液体积流量之比, $\lambda_1 = Q_G/Q_L$; K_1 为气泡破碎器喷嘴直径与破碎器直径之比, $K_1 = D_N/D_1$;

L_{mix} 与液体最高流速在气泡破碎区中衰减直至消失的长度有关,液体最高流速在其衰减过程中,其中心线速度 U_{jm} 的衰减规律不受其周围气泡扰动的影响,并符合如下衰减规律:

$$\frac{U_{jm}}{\sqrt{V_N(V_N - U_L)}} = \frac{3.41}{\sqrt{2x/D_N}} \quad (22)$$

方程(22)中, x 为气泡破碎器核心至最大速度处的水平距离;当 U_{jm} 衰减至气液混合物表观速度 U_L 时,高速消失,之后将形成均匀气液混合物流;因此, L_{mix} 为 $U_{jm} = U_L$ 时的 x 值,即:

$$\frac{U_L}{\sqrt{V_N(V_N - U_L)}} = \frac{3.41}{\sqrt{2L_{mix}/D_N}} \quad (23)$$

对方程(23)化简后可得:

$$L_{mix} = 5.814 \frac{V_N(V_N - U_L)}{U_L^2} D_N \quad (24)$$

将方程(24)代入(21)并化简后可得:

$$\varepsilon_{mix} = \frac{0.172 Q_L U_L^2}{K_1 V_N (V_N - U_L) S_1 D_1} \left\{ \frac{Q_L^2}{2K_1^4 S_1^2} [1 - 2K_1^2 - K_1^4(1 + \lambda_1)(3 + \lambda_1)] - \frac{\lambda_1 P_{G0}}{\rho_L} \ln \frac{P_m}{P_{G0}} \right\} \quad (25)$$

联合式(16)(20)及方程(25)即可计算 ε_{mix} ;

S400. 计算MIHA内微气泡的气泡尺度;

MIHA内微气泡 d_{32} 依据下式计算;

$$d_{max} = 0.75 (\sigma_L / \rho_L)^{0.6} \varepsilon_{mix}^{-0.4} \quad (26)$$

$$d_{min} = 11.4 (\mu_L / \rho_L)^{0.75} \varepsilon_{mix}^{-0.25} \quad (27)$$

$$d_{32} = \sqrt{d_{max} \cdot d_{min}} \exp \left[3.5 \left(8 + \ln \sqrt{d_{max} / d_{min}} - 4 \sqrt{4 + \ln \sqrt{d_{max} / d_{min}}} \right) \right] \quad (28);$$

其中, d_{min} 为气泡最小直径; d_{max} 为气泡最大直径; μ_L 为液体动力粘度。

2. 权利要求1所述方法设计的反应器。

MIHA纯气动操作条件下气泡尺度调控模型建模方法

技术领域

[0001] 本发明属于反应器、建模技术领域，具体涉及MIHA纯气动操作条件下气泡尺度调控模型建模方法。

背景技术

[0002] 出于对全球环境保护的考虑，船用燃料油须降低硫含量，如公海船用燃料油含硫量须降至0.5%，因此，用低硫馏分燃料油替代高硫残渣燃料油势在必行。原油中大部分硫存在于渣油中，渣油中的硫主要分布在芳烃、胶质和沥青质中，其中绝大部分硫以五元环的噻吩和噻吩衍生物的形式存在。一般是采用通过氢解反应将渣油大分子的C-S键断开，使硫转化为硫化氢以脱除渣油中的硫。存在于非沥青质中的硫，在加氢条件下较容易脱除，可达到较高的转化深度。但由于沥青质是渣油中相对分子质量最大、结构最复杂、极性最强的大分子，其中的硫很难脱除，导致渣油加氢脱硫过程中的脱硫率有限。

[0003] 在渣油加氢脱硫反应(下称MIHA)过程中，含硫沥青质的转化至关重要。沥青质的核心部分是高度缩合的稠合芳香环系。其稠合芳香环系周围带有数量和大小不等的烷基、环烷基结构，是渣油中缩合度最大的组分，同时含有S、N、O、金属等杂原子，形态和分子结构复杂。在渣油加氢转化过程中，沥青质主要发生由大分子变成小分子的裂解和小分子脱氢聚合生成大分子的缩合两类方向相反的反应。本发明以沥青质加氢脱硫反应作为渣油加氢过程的模型反应，考察反应器结构、体系物性以及操作参数、以及输入能量对气泡破碎器内气泡尺度的影响。

发明内容

[0004] 本发明的目的在于提供MIHA纯气动操作条件下气泡尺度调控模型建模方法，以研究反应器结构、体系物性以及操作参数、以及输入能量对气泡尺度 d_{32} 的影响，从而实现MIHA反应器设计及MIHA的反应体系设计的指导。

[0005] MIHA微气泡形成可采用三种方式，即：纯液动、纯气动以及气液联动。纯液动和纯气动操作条件下，体系运行以及微气泡形成所需能量完全由液体机械能或气体静压能提供；气液联动操作条件下，气体静压能和液体机械能同时提供体系运行及微气泡形成所需能量。本发明探讨了纯气动操作条件下气泡尺度调控模型建模方法，根据前述研究，建立微气泡Sauter平均直径 d_{32} 数学模型的关键是MIHA内气泡破碎器内能量耗散率 ϵ_{mix} 计算模型的研究，基于此，本发明的方法包括如下步骤：

[0006] S100. 分析纯气动条件下气泡生成过程，建立气泡破碎器内的能量转化模型；

[0007] 纯气动操作条件下，液体流量 $Q_L \ll$ 气体流量 Q_G ，在未通入气体前，气泡破碎器内充满静止反应液；假设体系液体为闭路循环，即整个过程中液体量不发生变化；由于气体的进入，导致部分液体将被迫进入气泡破碎器外循环管路；设定气泡破碎器长度为L，直径为 D_1 ，横截面积 $S_1 = \pi D_1^2 / 4$ ；喷嘴直径为 D_N ；

[0008] 作出假设如下：

[0009] (1) 稳态操作,操作压力 P_m 恒定;

[0010] (2) 由于实际操作压力较高,故忽略液体势能的变化以及气泡界面张力所引起的气泡内气体压力的变化;

[0011] (3) 由于气体密度远小于液体,故忽略输入气体的动能;

[0012] 以气泡破碎器为控制体,进行稳态条件下的能量衡算;在气动条件下,压力为 P_{G0} 、体积流量为 Q_{G0} 的气体进入操作压力恒定为 P_m 的气泡破碎器时,气体释放部分静压能,转化为液体动能和气泡表面能;气体释放的静压能相当于气体对系统做功 W_G ,依据做功定义可知:

$$[0013] \quad W_G = \int_{P_{G0}}^{P_m} Q_G dP \quad (29)$$

[0014] Q_G 为气泡破碎器内气体流量,假设气体为理想气体,则依据理想气体状态方程可得:

$$[0015] \quad Q_G = \frac{\rho_{G0} Q_{G0} RT}{M_A P} \quad (30)$$

[0016] 式(2)中, ρ_{G0} 和 M_A (分别为进入破碎器的气体密度和气体摩尔质量; R 和 T 分别为气体常数和气体温度;

[0017] 将式(2)代入式(1)并积分可得:

$$[0018] \quad W_G = \frac{\rho_{G0} Q_{G0} RT}{M_A} \ln\left(\frac{P_m}{P_{G0}}\right) \quad (31)$$

[0019] 令气泡破碎器气体入口处气体压力与操作压力之差为 ΔP ,即:

$$[0020] \quad \Delta P = P_{G0} - P_m \quad (32)$$

[0021] 由于 $\Delta P > 0$,因此, $W_G < 0$,即气体进入气泡破碎器后其机械能将减小;由于气泡破碎器操作压力 P_m 恒定,且相对而言,液体重力势能可忽略,因此气体所减小的机械能将转化为液体动能以及气泡界面能;故由式(3)(4)可得如下关系:

$$[0022] \quad \frac{\rho_{G0} Q_{G0} RT}{M_A} \ln\left(\frac{P_m + \Delta P}{P_m}\right) = \frac{1}{2} \rho_L Q_L U_L^2 + \frac{6 Q_G \sigma_L}{d_{32}} \quad (33)$$

[0023] 方程(5)等号左边为气体静压能的减小,即 $-W_G$;方程(5)等号右边两项分别为液体动能和气液界面能;其中, ρ_L 和 σ_L 分别为液体密度和界面张力; U_L 为自破碎器流出的液体的线速度; d_{32} 为自气泡破碎器流出的气泡Sauter平均直径;依据质量衡算, Q_G 与 Q_{G0} 有如下关系:

$$[0024] \quad Q_G = \frac{P_m + \Delta P}{P_m} Q_{G0} \quad (34)$$

[0025] 由于 $\Delta P \ll P_m$,因此 $Q_G \approx Q_{G0}$;初步计算表明,气液界面能值相对于液体动能值可以忽略,因此,方程(5)可简化为:

$$[0026] \quad \frac{\rho_{G0} Q_G RT}{M_A} \ln\left(\frac{P_m + \Delta P}{P_m}\right) = \frac{1}{2} \rho_L Q_L U_L^2 \quad (35)$$

[0027] S200. 基于气泡破碎器内的能量转化模型和液体循环,计算液体流量;

[0028] 由于进出破碎器的液体为闭路循环,即进出液体流量相等,故有:

$$[0029] \quad Q_L = U_L S_1 (1 - \phi_G) \quad (36)$$

[0030] 其中,气泡破碎器内气含率 ϕ_G 按下式计算:

$$[0031] \quad \phi_G = \frac{Q_G}{Q_G + Q_L} \quad (37)$$

[0032] 由(8)(9)式可得:

$$[0033] \quad U_L = \frac{Q_G + Q_L}{S_1} \quad (38)$$

[0034] U_L 为气泡破碎器内气液混合物的表观速度,将式(10)代入方程(7)可得:

$$[0035] \quad \frac{\rho_{G0} Q_G RT}{M_A} \ln\left(\frac{P_m + \Delta P}{P_m}\right) = \frac{1}{2} \rho_L Q_L \left(\frac{Q_G + Q_L}{S_1}\right)^2 \quad (39)$$

[0036] 由方程(11)可计算因气体输入所产生的喷嘴直径处液体流量 Q_L , 由方程(7)可得:

$$[0037] \quad \frac{Q_G}{Q_L} = \frac{1}{2} \frac{\rho_L M_A}{\rho_{G0} RT} \frac{U_L^2}{\ln\left(\frac{P_m + \Delta P}{P_m}\right)} \quad (40)$$

[0038] 在纯气动操作条件下, $Q_L \ll Q_G$, 则将方程(11)简化为:

$$[0039] \quad \frac{\rho_{G0} RT}{M_A} \ln\left(\frac{P_m + \Delta P}{P_m}\right) = \frac{\rho_L Q_L Q_G}{2 S_1^2} \quad (41)$$

[0040] 由此得到:

$$[0041] \quad Q_L = \frac{2 S_1^2 \rho_{G0} RT}{\rho_L Q_G M_A} \ln\left(\frac{P_m + \Delta P}{P_m}\right) \quad (42)$$

[0042] 由理想状态方程可知,存在如下关系:

$$[0043] \quad \frac{\rho_{G0} RT}{M_A} = P_m + \Delta P \quad (43)$$

[0044] 将式(15)代入方程(14)可得:

$$[0045] \quad Q_L = \frac{2(P_m + \Delta P) S_1^2}{\rho_L Q_G} \ln\left(\frac{P_m + \Delta P}{P_m}\right) \quad (44)$$

[0046] 由方程(16)可知:气泡破碎器横截面积 S_1 对液体循环流量 Q_L 影响更大;

$$[0047] \quad \text{由于: } Q_L = \frac{\pi}{4} D_N^2 V_N \quad (45)$$

[0048] 式中 V_N 为喷嘴处流速;

[0049] 当 V_N 一定时,由式(16)和(17)可得:

$$[0050] \quad D_N = 1.6 S_1 \left[\frac{(P_m + \Delta P) S_1^2}{\rho_L Q_G} \ln\left(\frac{P_m + \Delta P}{P_m}\right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (46)$$

[0051] 当 D_N 一定时,由式(16)和(17)可得:

$$[0052] \quad V_N = \frac{2.55(P_m + \Delta P)S_1^2}{D_N^2 \rho_L Q_G} \ln\left(\frac{P_m + \Delta P}{P_m}\right) \quad (47)$$

[0053] 由式(10)和(16)可得:

$$[0054] \quad U_L = \frac{Q_G}{S_1} + \frac{2(P_m + \Delta P)S_1}{\rho_L Q_G} \ln\left(\frac{P_m + \Delta P}{P_m}\right) \quad (48)$$

[0055] 由此完成纯气动条件下对 Q_L 的估算;

[0056] S300. 计算气液强烈混合区能量耗散率 ε_{mix} ;

[0057] 依据热力学第一定律可得:

$$[0058] \quad \varepsilon_{mix} = \frac{Q_L^3}{2K_1^4 L_{mix} S_1^3} [1 - 2K_1^2 - K_1^4(1 + \lambda_1)(3 + \lambda_1)] - \frac{\lambda_1 Q_L P_{G0}}{\rho_L S_1 L_{mix}} \ln \frac{P_m}{P_{G0}} \quad (49)$$

[0059] 上式中, L_{mix} 为气泡破碎内气液强烈混合区长度,m; λ_1 为气液体积流量之比, $\lambda_1 = Q_G/Q_L$; K_1 为气泡破碎器喷嘴直径与破碎器直径之比, $K_1 = D_N/D_1$;

[0060] L_{mix} 与液体最高流速在气泡破碎区中衰减直至消失的长度有关,液体最高流速在其衰减过程中,其中心线速度 U_{jm} 的衰减规律不受其周围气泡扰动的影响,并符合如下衰减规律:

$$[0061] \quad \frac{U_{jm}}{\sqrt{V_N(V_N - U_L)}} = \frac{3.41}{\sqrt{2x/D_N}} \quad (50)$$

[0062] 方程(22)中, x 为气泡破碎器核心至最大速度处的水平距离。当 U_{jm} 衰减至气液混合物表观速度 U_L 时,高速消失,之后将形成均匀气液混合物流;因此, L_{mix} 为 $U_{jm} = U_L$ 时的 x 值,即:

$$[0063] \quad \frac{U_L}{\sqrt{V_N(V_N - U_L)}} = \frac{3.41}{\sqrt{2L_{mix}/D_N}} \quad (51)$$

[0064] 对方程(23)化简后可得:

$$[0065] \quad L_{mix} = 5.814 \frac{V_N(V_N - U_L)}{U_L^2} D_N \quad (52)$$

[0066] 将方程(24)代入(21)并化简后可得:

$$[0067] \quad \varepsilon_{mix} = \frac{0.172 Q_L U_L^2}{K_1 V_N (V_N - U_L) S_1 D_1} \left\{ \frac{Q_L^2}{2K_1^4 S_1^2} [1 - 2K_1^2 - K_1^4(1 + \lambda_1)(3 + \lambda_1)] - \frac{\lambda_1 P_{G0}}{\rho_L} \ln \frac{P_m}{P_{G0}} \right\} \quad (53)$$

[0068] 联合式(16)(20)及方程(25)即可计算 ε_{mix} 。

[0069] S400. 计算MIHA内微气泡的气泡尺度;

[0070] MIHA内微气泡 d_{32} 可基于发明人的在先研究进行计算;

$$[0071] \quad d_{max} = 0.75 (\sigma_L / \rho_L) 0.6 \varepsilon_{mix}^{-0.4} \quad (54)$$

$$[0072] \quad d_{min} = 11.4 (\mu_L / \rho_L)^{0.75} \varepsilon_{mix}^{-0.25} \quad (55)$$

$$[0073] \quad d_{32} = \sqrt{d_{max} \cdot d_{min}} \exp \left[3.5 \left(8 + \ln \sqrt{d_{max} / d_{min}} - 4 \sqrt{4 + \ln \sqrt{d_{max} / d_{min}}} \right) \right] \quad (56);$$

[0074] 其中, d_{\min} 为气泡最小直径; d_{\max} 为气泡最大直径; μ_L 为液体动力粘度。

[0075] 本发明的另一目的在于提供上述方法构建的MIHA纯气动操作条件下气泡尺度调控模型。

[0076] 本发明的又一目的在于提供上述方法设计的反应器。

[0077] 本发明的反应器结构可参见发明人在先申请的专利CN106187660A, 本发明中不再赘述。本发明中利用构建的模型反应器结构、体系物性以及操作参数、以及输入能量对气泡尺度的影响, 从而可根据对气泡尺度的需求进行相关的反应器结构参数设计。

[0078] 本发明的方法针对MIHA建立了纯气动操作条件下气泡尺度调控模型, 综合反映了反应器结构、体系物性以及操作参数、以及输入能量对气泡尺度的影响, 可实现对反应器设计及MIHA的反应体系设计的指导, 指导设计高效的反应器结构和反应体系。

附图说明

[0079] 图1是纯气动条件下气泡生成过程物理模型简图;

[0080] 图2是操作温度对气泡尺度 d_{32} 的影响;

[0081] 图3是供气压差 ΔP 对气泡尺度 d_{32} 的影响;

[0082] 图4是供气压差 ΔP 对能量耗散率 ε_{mix} 的影响;

[0083] 图5是供气压差 ΔP 对气含率 ϕ_G 的影响;

[0084] 图6是通气量 Q_G 对气泡尺度 d_{32} 的影响;

[0085] 图7是通气量 Q_G 对能量耗散率 ε_{mix} 的影响;

[0086] 图8是通气量 Q_G 对气含率 ϕ_G 的影响。

具体实施方式

[0087] 下面结合附图说明和具体实施方式对本发明的技术方案作进一步阐述。

[0088] 实施例1

[0089] S100. 分析纯气动条件下气泡生成过程, 建立气泡破碎器内的能量转化模型;

[0090] 在未通入气体前, 气泡破碎器内充满了静止反应液。当开始通入气体后, 由于气体压力 P_G 与体系操作压力 P_m 之间存在压差 ΔP , 气体静压能将传递给液体, 促使液体发生湍动, 而气体自身压力迅速降低至MIHA内的操作压力。由于气液两相的流动, 气液自气泡破碎器流出。对于气动操作条件而言, 液体流量 Q_L 远小于气体流量 Q_G , 系统运行所需能量几乎完全由气体压力能提供。

[0091] 建立如图1所示的物理模型简图:

[0092] 假设体系液体为闭路循环, 即整个过程中液体量不发生变化。由于气体的进入, 导致部分液体将被迫进入气泡破碎器外循环管路。设定气泡破碎器长度为 L (m), 直径为 D_1 (m), 横截面积为 S_1 (m^2) ($S_1 = \pi D_1^2 / 4$)。喷嘴直径为 D_N (m)。

[0093] 作出假设如下:

[0094] (1) 稳态操作, 操作压力 P_m 恒定;

[0095] (2) 由于实际操作压力较高, 故忽略液体势能的变化以及气泡界面张力所引起的气泡内气体压力的变化;

[0096] (3) 由于气体密度远小于液体, 故忽略输入气体的动能。

[0097] 以气泡破碎器为控制体,进行稳态条件下的能量衡算。在气动条件下,压力为 P_{G0} (Pa)、体积流量为 Q_{G0} (m^3/s)的气体进入操作压力恒定为 P_m (Pa)的气泡破碎器时,气体释放部分静压能,转化为液体动能和气泡表面能。气体释放的静压能相当于气体对系统做功 W_G (W),依据做功定义可知:

$$[0098] \quad W_G = \int_{P_{G0}}^{P_m} Q_G dP \quad (57)$$

[0099] Q_G (m^3/s)为气泡破碎器内气体流量,为简化起见,假设在本发明研究的范围内,气体为理想气体,则依据理想气体状态方程可得:

$$[0100] \quad Q_G = \frac{\rho_{G0} Q_{G0} RT}{M_A P} \quad (58)$$

[0101] 式(2)中, ρ_{G0} (Kg/m^3)和 M_A (Kg/mol)分别为进入破碎器的气体密度和摩尔质量; R ($8.314J/mol.K$)和 T (K)分别为气体常数和气体温度。

[0102] 将式(2)代入式(1)并积分可得:

$$[0103] \quad W_G = \frac{\rho_{G0} Q_{G0} RT}{M_A} \ln\left(\frac{P_m}{P_{G0}}\right) \quad (59)$$

[0104] 令气泡破碎器气体入口处气体压力与操作压力之差为 ΔP (Pa),即:

$$[0105] \quad \Delta P = P_{G0} - P_m \quad (60)$$

[0106] 由于 $\Delta P > 0$,因此, $W_G < 0$,即气体进入气泡破碎器后其机械能将减小。由于气泡破碎器操作压力 P_m 恒定,且相对而言,液体重力势能可忽略,因此气体所减小的机械能将转化为液体动能以及气泡界面能。故由式(3)(4)可得如下关系:

$$[0107] \quad \frac{\rho_{G0} Q_{G0} RT}{M_A} \ln\left(\frac{P_m + \Delta P}{P_m}\right) = \frac{1}{2} \rho_L Q_L U_L^2 + \frac{6 Q_G \sigma_L}{d_{32}} \quad (61)$$

[0108] 方程(5)左边为气体静压能的减小($-W_G$),也即为体系运行所需的能量来源;方程(5)右边两项分别为液体动能和气液界面能。其中, ρ_L (Kg/m^3)和 σ_L (N/m)分别为液体密度和界面张力; U_L (m/s)自破碎器流出的液体的线速度; d_{32} (m)为自气泡破碎器流出的气泡Sauter平均直径;依据质量衡算, Q_G 与 Q_{G0} 有如下关系:

$$[0109] \quad Q_G = \frac{P_m + \Delta P}{P_m} Q_{G0} \quad (62)$$

[0110] 对于本发明的研究而言, $\Delta P \ll P_m$,因此, $Q_G \approx Q_{G0}$ 。为叙述方便,下文所指进入和流出的气体流量均以 Q_G 表示。初步计算表明,气液界面能值相对于液体动能值可以忽略。本文首先忽略此项,然后通过计算进行核对。因此,方程(5)可简化为:

$$[0111] \quad \frac{\rho_{G0} Q_G RT}{M_A} \ln\left(\frac{P_m + \Delta P}{P_m}\right) = \frac{1}{2} \rho_L Q_L U_L^2 \quad (63)$$

[0112] S200.基于气泡破碎器内的能量转化模型和液体循环,计算液体流量;

[0113] 根据前文的闭路循环假设,进出液体流量相等,故有

$$[0114] \quad Q_L = U_L S_1 (1 - \phi_G) \quad (64)$$

[0115] 其中,气泡破碎器内气含率 ϕ_G 可按式计算:

$$[0116] \quad \phi_G = \frac{Q_G}{Q_G + Q_L} \quad (65)$$

[0117] 由(8)(9)式可得:

$$[0118] \quad U_L = \frac{Q_G + Q_L}{S_1} \quad (66)$$

[0119] 显然, U_L 为气泡破碎器内气液混合物的表观速度。将式(10)代入方程(7)可得:

$$[0120] \quad \frac{\rho_{G0} Q_G R T}{M_A} \ln\left(\frac{P_m + \Delta P}{P_m}\right) = \frac{1}{2} \rho_L Q_L \left(\frac{Q_G + Q_L}{S_1}\right)^2 \quad (67)$$

[0121] 由方程(11)可计算因气体输入所产生的喷嘴直径处液体流量 Q_L , 但形式较复杂, 须根据本项目实际情况作合理简化。由方程(7)可得:

$$[0122] \quad \frac{Q_G}{Q_L} = \frac{1}{2} \frac{\rho_L M_A}{\rho_{G0} R T} \frac{U_L^2}{\ln\left(\frac{P_m + \Delta P}{P_m}\right)} \quad (68)$$

[0123] 计算表明, 在本发明研究的条件下, $Q_L \ll Q_G$ 。故方程(11)可简化为:

$$[0124] \quad \frac{\rho_{G0} R T}{M_A} \ln\left(\frac{P_m + \Delta P}{P_m}\right) = \frac{\rho_L Q_L Q_G}{2 S_1^2} \quad (69)$$

[0125] 由此得到:

$$[0126] \quad Q_L = \frac{2 S_1^2 \rho_{G0} R T}{\rho_L Q_G M_A} \ln\left(\frac{P_m + \Delta P}{P_m}\right) \quad (70)$$

[0127] 实际上, 由理想状态方程可知, 存在如下关系:

$$[0128] \quad \frac{\rho_{G0} R T}{M_A} = P_m + \Delta P \quad (71)$$

[0129] 将式(15)代入方程(14)可得:

$$[0130] \quad Q_L = \frac{2(P_m + \Delta P) S_1^2}{\rho_L Q_G} \ln\left(\frac{P_m + \Delta P}{P_m}\right) \quad (72)$$

[0131] 由方程(16)可知: 气泡破碎器横截面积 S_1 对液体循环流量 Q_L 影响更大;

$$[0132] \quad \text{由于: } Q_L = \frac{\pi}{4} D_N^2 V_N \quad (73)$$

[0133] 式中 V_N 为喷嘴处流速;

[0134] 当 V_N 一定时, 由式(16)和(17)可得:

$$[0135] \quad D_N = 1.6 S_1 \left[\frac{(P_m + \Delta P) S_1^2}{\rho_L Q_G} \ln\left(\frac{P_m + \Delta P}{P_m}\right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (74)$$

[0136] 当 D_N 一定时, 由式(16)和(17)可得:

$$[0137] \quad V_N = \frac{2.55(P_m + \Delta P)S_1^2}{D_N^2 \rho_L Q_G} \ln\left(\frac{P_m + \Delta P}{P_m}\right) \quad (75)$$

[0138] 由式(10)和(16)可得:

$$[0139] \quad U_L = \frac{Q_G}{S_1} + \frac{2(P_m + \Delta P)S_1}{\rho_L Q_G} \ln\left(\frac{P_m + \Delta P}{P_m}\right) \quad (76)$$

[0140] 以上是基于对全气动条件下 Q_L 的粗略计算。进而依据已知 V_N 确定直径 D_N (当 D_N 一定时,也可求得 V_N)。

[0141] S300. 计算气液强烈混合区能量耗散率 ε_{mix} ;

[0142] d_{32} 与气泡破碎器内气液强烈混合区能量耗散率 ε_{mix} 密切相关。依据热力学第一定律可得:

$$[0143] \quad \varepsilon_{mix} = \frac{Q_L^3}{2K_1^4 L_{mix} S_1^3} [1 - 2K_1^2 - K_1^4(1 + \lambda_1)(3 + \lambda_1)] - \frac{\lambda_1 Q_L P_{G0}}{\rho_L S_1 L_{mix}} \ln \frac{P_m}{P_{G0}} \quad (77)$$

[0144] 上式中, L_{mix} 为气泡破碎内气液强烈混合区长度,m; λ_1 为气液体积流量之比($\lambda_1 = Q_G/Q_L$)。 K_1 为气泡破碎器喷嘴直径与破碎器直径之比($K_1 = D_N/D_1$)。

[0145] Evans等依据动能守恒原理已推导得到 L_{mix} 的数学模型,但是并不能适用于本发明研究所涉及的情况,因此需要重新进行推导。本发明研究认为, L_{mix} 与液体最高流速在气泡破碎区中的衰减直至消失的长度有关。液体最高流速在其衰减过程中,其中心线速度 U_{jm} 的衰减规律不受其周围气泡扰动的影响,并符合如下衰减规律:

$$[0146] \quad \frac{U_{jm}}{\sqrt{V_N(V_N - U_L)}} = \frac{3.41}{\sqrt{2x/D_N}} \quad (78)$$

[0147] 方程(22)中, x 为气泡破碎器核心至最大速度处的水平距离。当 U_{jm} 衰减至气液混合物表观速度 U_L 时,高速消失,之后将形成均匀气液混物流。因此, L_{mix} 为 $U_{jm} = U_L$ 时的 x 值。即:

$$[0148] \quad \frac{U_L}{\sqrt{V_N(V_N - U_L)}} = \frac{3.41}{\sqrt{2L_{mix}/D_N}} \quad (79)$$

[0149] 对方程(23)化简后可得:

$$[0150] \quad L_{mix} = 5.814 \frac{V_N(V_N - U_L)}{U_L^2} D_N \quad (80)$$

[0151] 将方程(24)代入(21)并化简后可得:

$$[0152] \quad \varepsilon_{mix} = \frac{0.172 Q_L U_L^2}{K_1 V_N (V_N - U_L) S_1 D_1} \left\{ \frac{Q_L^2}{2K_1^4 S_1^2} [1 - 2K_1^2 - K_1^4(1 + \lambda_1)(3 + \lambda_1)] - \frac{\lambda_1 P_{G0}}{\rho_L} \ln \frac{P_m}{P_{G0}} \right\} \quad (81)$$

[0153] 联合式(16)(20)及方程(25)即可计算 ε_{mix} 。

[0154] S400. 计算MIHA内微气泡的气泡尺度;

[0155] MIHA内微气泡 d_{32} 依据下式计算;

$$[0156] \quad d_{max} = 0.75 (\sigma_L / \rho_L)^{0.6} \varepsilon_{mix}^{-0.4} \quad (82)$$

$$[0157] \quad d_{min} = 11.4 (\mu_L / \rho_L)^{0.75} \varepsilon_{mix}^{-0.25} \quad (83)$$

$$[0158] \quad d_{32} = \sqrt{d_{\max} \cdot d_{\min}} \exp \left[3.5 \left(8 + \ln \sqrt{d_{\max} / d_{\min}} - 4 \sqrt{4 + \ln \sqrt{d_{\max} / d_{\min}}} \right) \right] \quad (84);$$

[0159] 其中, d_{\min} 为气泡最小直径; d_{\max} 为气泡最大直径; μ_L 为液体动力粘度。

[0160] 实施例2

[0161] 本实施例具体说明基于实施例1的方法构建的气泡尺度调控模型。

[0162] 基于实施例1的建模方法获得气泡尺度调控模型如下:

$$[0163] \quad Q_L = \frac{2(P_m + \Delta P)S_1^2}{\rho_L Q_G} \ln \left(\frac{P_m + \Delta P}{P_m} \right) \quad (85)$$

$$[0164] \quad U_L = \frac{Q_G}{S_1} + \frac{2(P_m + \Delta P)S_1}{\rho_L Q_G} \ln \left(\frac{P_m + \Delta P}{P_m} \right) \quad (86)$$

$$[0165] \quad L_{mix} = 5.814 \frac{V_N(V_N - U_L)}{U_L^2} D_N \quad (87)$$

$$[0166] \quad \varepsilon_{mix} = \frac{0.172 Q_L U_L^2}{K_1 V_N (V_N - U_L) S_1 D_1} \left\{ \frac{Q_L^2}{2K_1^4 S_1^2} [1 - 2K_1^2 - K_1^4 (1 + \lambda_1) (3 + \lambda_1)] - \frac{\lambda_1 P_{G0}}{\rho_L} \ln \frac{P_m}{P_{G0}} \right\} \quad (88)$$

$$[0167] \quad d_{\max} = 0.75 (\sigma_L / \rho_L)^{0.6} \varepsilon_{mix}^{-0.4} \quad (89)$$

$$[0168] \quad d_{\min} = 11.4 (\mu_L / \rho_L)^{0.75} \varepsilon_{mix}^{-0.25} \quad (90)$$

$$[0169] \quad d_{32} = \sqrt{d_{\max} \cdot d_{\min}} \exp \left[3.5 \left(8 + \ln \sqrt{d_{\max} / d_{\min}} - 4 \sqrt{4 + \ln \sqrt{d_{\max} / d_{\min}}} \right) \right] \quad (91)。$$

[0170] 实施例3

[0171] 本实施例基于实施例1的建模方法, 针对具体的反应器结构和反应体系研究操作温度对气泡尺度的影响, 以及供气压差 ΔP 和通气量 Q_G 对气泡尺度、能量耗散率 ε_{mix} 和气含率 ϕ_G 的影响。

[0172] (1) 操作温度对气泡尺度 d_{32} 的影响;

[0173] 计算条件如下:

[0174] 破碎器直径 $D_1 = 0.02\text{m}$; 气泡破碎器喷嘴直径与破碎器直径之比 $K_1 = 0.5$;

[0175] 通气量 80L/h ; 渣油密度 $\rho_L = 800\text{Kg/m}^3$;

[0176] 渣油界面张力 σ_L 拟合公式如下:

$$[0177] \quad \sigma_L = [31.74 - 0.04775(T + 273.15)] \times 10^{-3} \quad (\text{N/m});$$

[0178] 渣油动力粘度 μ_L 拟合公式如下:

$$[0179] \quad \mu_L = 0.085 \exp \left(-\frac{T + 273.15}{193.59621} \right);$$

[0180] 操作压力 $P_m = 14\text{MPa}$; 供气压差 $\Delta P = 6\text{MPa}$; 气体温度 $T = 400 \sim 500^\circ\text{C}$ 。

[0181] 操作温度对 d_{32} 的影响见图2所示; 可以看出, 升高体系温度有利于气泡 d_{32} 的减小。这主要是由于温度升高, 渣油粘度和表面张力均减小, 导致体系中 d_{\min} 和 d_{\max} 减小所致。

[0182] (2) 供气压差 ΔP 对气泡尺度 d_{32} 的影响;

[0183] 计算条件如下:

- [0184] 破碎器直径 $D_1=0.02\text{m}$;气泡破碎器喷嘴直径与破碎器直径之比 $K_1=0.5$;
- [0185] 渣油密度 $\rho_L=800\text{Kg/m}^3$;操作压力 $P_m=14\text{MPa}$;供气压差 $\Delta P=1\sim 10\text{MPa}$;气体温度 $T=450^\circ\text{C}$ 。
- [0186] 结果如图3所示(通气量 80L/h) ;
- [0187] (3) 供气压差 ΔP 对能量耗散率 ε_{mix} 的影响;
- [0188] 计算条件同(2);供气压差 ΔP 对能量耗散率 ε_{mix} 的影响如图4所示;
- [0189] (4) 供气压差 ΔP 对气含率 ϕ_G 的影响;
- [0190] 计算条件同(2);结果如图5所示;
- [0191] 可以看出,供气压差增大,气泡破碎器能量耗散率增大,气泡直径减小,气含率降低。气泡破碎器内液体湍流程度增强导致能量耗散率增大和气泡减小,最终对传质和宏观反应速率产生影响。
- [0192] (5) 通气量 Q_G 对气泡尺度 d_{32} 的影响;
- [0193] 计算条件如下:
- [0194] 破碎器直径 $D_1=0.02\text{m}$;气泡破碎器喷嘴直径与破碎器直径之比 $K_1=0.5$;
- [0195] 通气量 $Q_G=1\sim 100\text{L/h}$;渣油密度 $\rho_L=800\text{Kg/m}^3$;操作压力 $P_m=14\text{MPa}$;供气压差 $\Delta P=0.1\sim 10\text{MPa}$;气体温度 $T=500^\circ\text{C}$ 。
- [0196] 结果如图6所示;
- [0197] (6) 通气量 Q_G 对能量耗散率 ε_{mix} 的影响;
- [0198] 计算条件同(5),结果如图7所示;
- [0199] (7) 通气量 Q_G 对气含率 ϕ_G 的影响;
- [0200] 计算条件同(5),结果如图8所示;
- [0201] 可以看出,当 Q_G 较小时, d_{32} 随 Q_G 的增大而快速减小;当 Q_G 较大时,其对 d_{32} 的影响较小。气泡破碎器内的能量耗散率随通气量的增大而近似呈线性增大趋势,反应器内气含率随通气量的增大而增大。

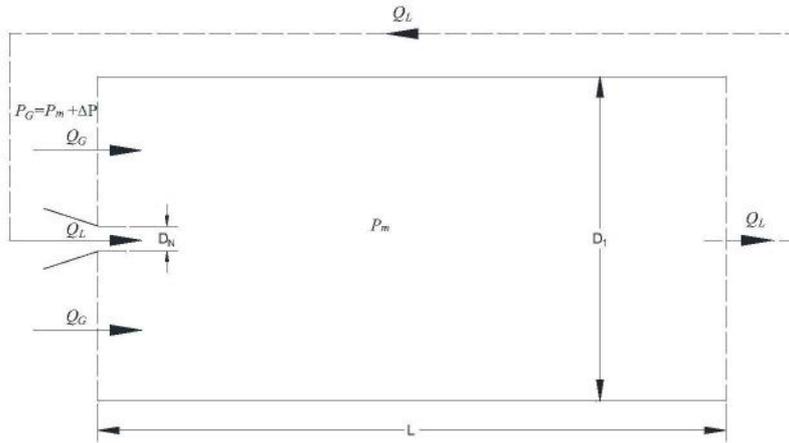


图1

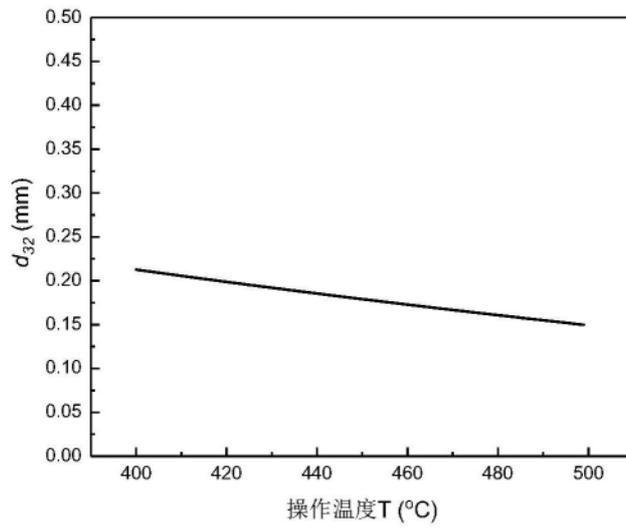


图2

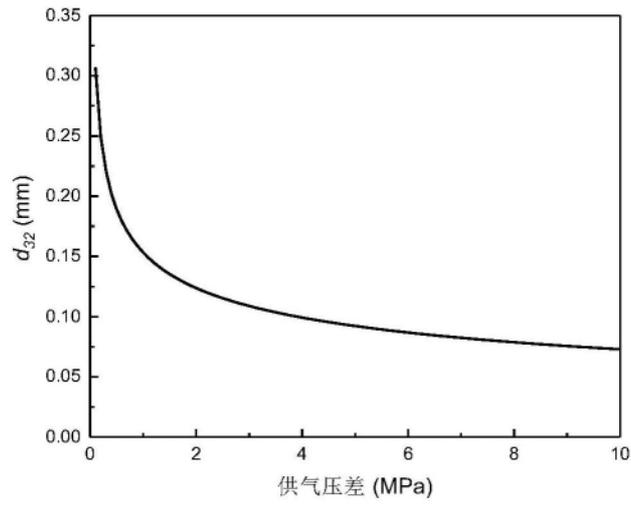


图3

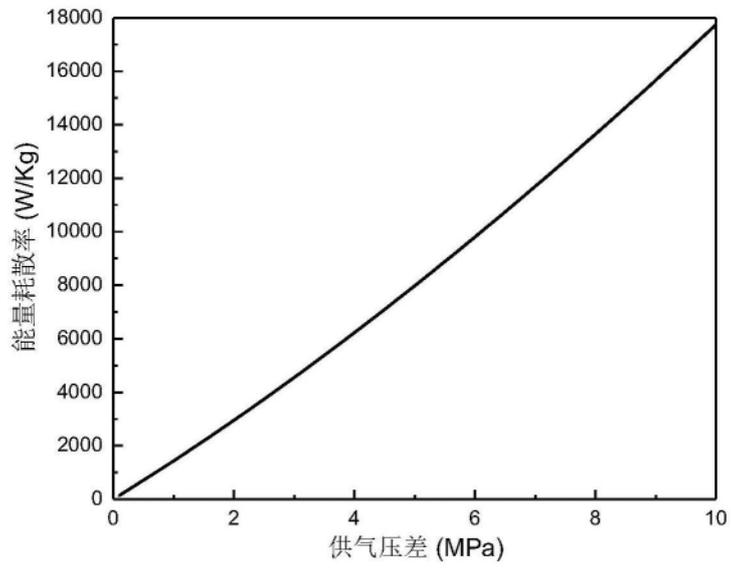


图4

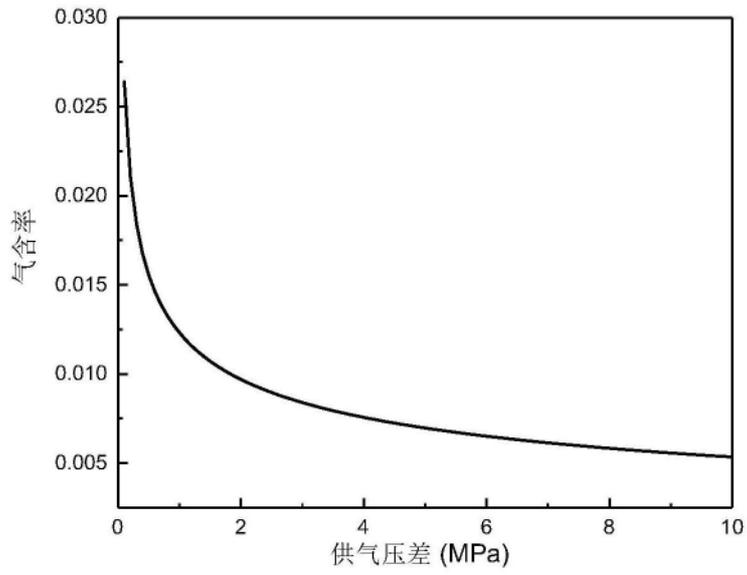


图5

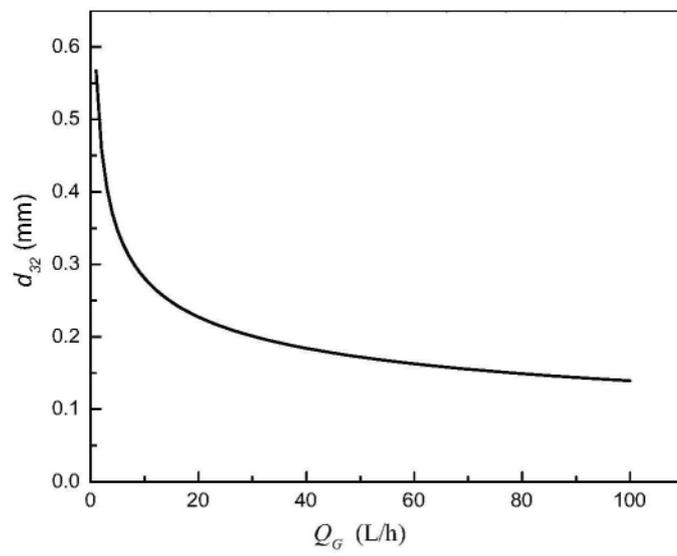


图6

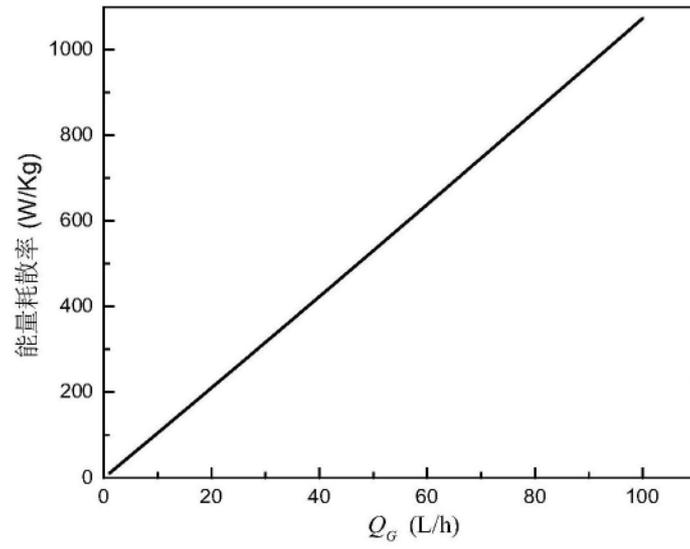


图7

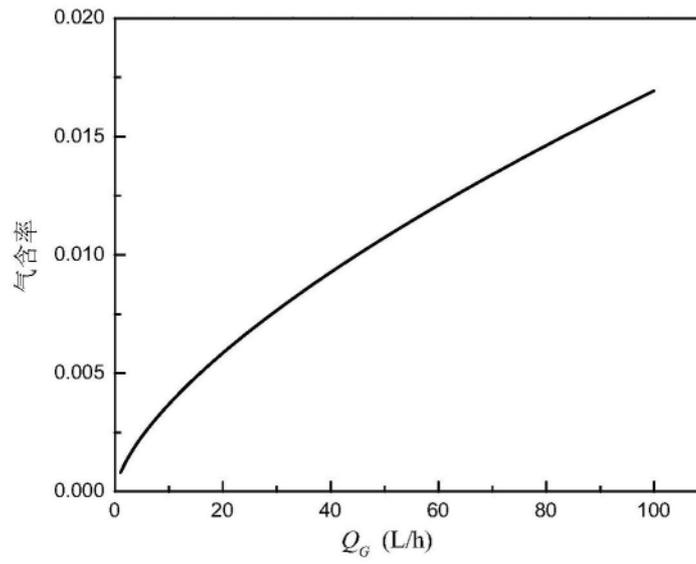


图8