



(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 106642993 A

(43)申请公布日 2017. 05. 10

(21)申请号 201610861067.3

(22)申请日 2016.07.27

(30)优先权数据

15002236.6 2015.07.28 EP

(71)申请人 林德股份公司

地址 德国慕尼黑

(72)发明人 S·多维 B·普尔尼格

(74)专利代理机构 永新专利商标代理有限公司

72002

代理人 苗征 于辉

(51)Int.Cl.

F25J 3/04(2006.01)

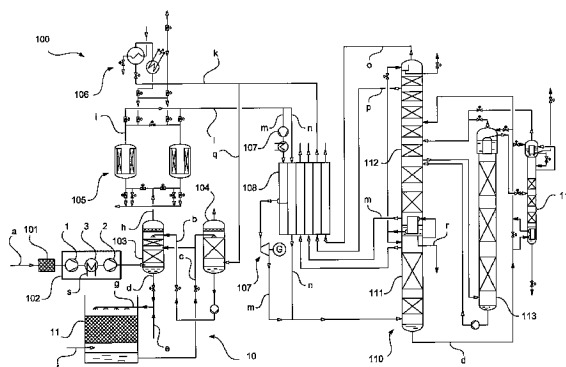
权利要求书1页 说明书6页 附图3页

(54)发明名称

空气分离装置、操作方法和控制设施

(57)摘要

本发明涉及一种空气分离装置(100),在该装置中提供具有再冷却设备(11)的冷却水回路(10),用于冷却压缩空气,其中配置所述再冷却设备(11)用于使用冷却空气来冷却冷却水。配置所述再冷却设备(11)从而至少在高于289K的冷却空气的湿球温度下,将所述冷却水冷却至高于所述湿球温度不超过3K的温度。本发明同样提供了相应的操作方法和控制设施。



1. 空气分离装置(100),在该装置中提供具有再冷却设备(11)的冷却水回路(10),用于冷却压缩空气,其中配置所述再冷却设备(11)用于使用冷却空气来冷却冷却水,其特征在于,配置所述再冷却设备(11)从而至少在高于289K的冷却空气的湿球温度下,将所述冷却水冷却至高于所述湿球温度不超过3K的温度。

2. 根据权利要求1所述的空气分离装置(100),其中配置所述再冷却设备(11)从而将冷却水冷却至高于所述湿球温度至少0.5K的温度。

3. 根据权利要求1或2所述的空气分离装置(100),其中所述再冷却设备(11)包括冷却塔。

4. 根据权利要求3所述的空气分离装置(100),其中所述再冷却设备(11)具有强制通风。

5. 根据前述权利要求任一项所述的空气分离装置(100),其中所述冷却水回路(10)包括换热器(103),该换热器(103)布置在压缩机(102,107)的下游。

6. 根据前述权利要求任一项所述的空气分离装置(100),在该装置中提供从5K至25K的冷却区范围。

7. 操作空气分离装置(100)的方法,在所述装置中提供具有再冷却设备(11)的冷却水回路(10)用于冷却压缩空气,其中配置所述再冷却设备(11)用于使用冷却空气来冷却冷却水,其特征在于,配置并操作所述再冷却设备(11)从而至少在高于289K的冷却空气的湿球温度下,将所述冷却水冷却至高于所述湿球温度不超过3K的温度。

8. 根据权利要求7所述的方法,其中选择和/或设定所述再冷却设备(11)中的填料的比表面积和/或液气比和/或压降,从而至少在高于289K的冷却空气的湿球温度下,将所述冷却水冷却至高于所述湿球温度不超过3K的温度。

空气分离装置、操作方法和控制设施

[0001] 本发明涉及根据独立权利要求的各前序部分的空气分离装置、操作空气分离装置的方法及这种空气分离装置的控制设施。

现有技术

[0002] 例如在H.-W.Haring(编者),Industrial Gases Processing,Wiley-VCH,2006年,尤其是在2.2.5部分,“Cryogenic Rectification”中已知和描述了通过在空气分离装置中空气的低温分离技术生产液态或气态空气产品。本发明适用于相应空气分离装置的各种实施方案。

[0003] 空气分离装置具有蒸馏塔系统,例如,其可以配置为双塔系统,尤其是经典林德(Linde)双塔系统,但也同样可以配置为三塔或多塔系统。除了用于分离液态或气态的氮气或氧气(如液氧LOX、气态氧GOX、液氮LIN和/或气态氮GAN)的蒸馏塔,即用于氮氧分离的蒸馏塔之外,也可以提供用于分离其他空气组分,特别是稀有气体氦、氩或氙的蒸馏塔。

[0004] 空气分离装置的蒸馏塔系统在其蒸馏塔的不同操作压力下操作。例如,已知的双塔系统具有(高)压塔和低压塔。高压塔的操作压力为例如4.3–6.9巴,特别是约5.5巴。低压塔在例如1.2–1.7巴,特别是在约1.4巴的操作压力下操作。此处所指的压力是指相应蒸馏塔塔底的绝对压力。以下所指的压力也可指“蒸馏压力”,因为在这些压力下在蒸馏塔内发生通入的各进料空气的分馏。这并不排除在蒸馏塔系统中的不同位置处可以主要为其他压力。

[0005] 将利用各空压机或各空压机组组合(如主空压机和后空压机)来达到压力的冷却后的压缩空气(进料空气)通入蒸馏塔系统。所有空压机都可以是多级的。由于空气分离装置中约95%的能耗来自于上述空压机,因此在此处具有最大的节能潜力。从根本上需要能源效率更高的低温空气分离方法和装置。

发明内容

[0006] 在此背景下,本发明提供具有各权利要求的特征的空气分离装置、操作空气分离装置的方法及这种空气分离装置的控制设施。

[0007] 在空气分离装置中的空压机中达到压力的进料空气通常在不同配置的冷却设施中进行冷却,从而移除压缩过程中产生的热量。这些冷却装置包括例如目前已知的处于一个或多个压缩级之间和其下游的中间冷却器和后冷却器。例如,尤其是可使用来自冷却水回路中的冷却水进行操作的直接接触冷却器来有效冷却空气分离装置的主空压机中压缩的空气。此外,可以提供同样使用冷却水进行操作的间接换热器。在已知方法中,进料空气的温度随后变得非常低,即在主换热器中,温度显著低于0℃。

[0008] 进行再冷却尤其是为了降低空压机的能耗。此处冷却水的温度越低,越可以冷却工艺空气,从而使空压机的能耗降低。另外,所述工艺空气因而可以在较低温度下进入空气分离的实际过程,包括进入主换热器。因此,在主换热器中被转换的热量更低,从而可将换热器的体积设计的更小,并且通过减压产生的冷量也更少。例如,产生的冷量接近大概120–

200K的低温会导致大量的能量损失,这明显要高于在接近室温温度下使用冷却水进行冷却的能量损失。此外,需要做的较大的低温组件(换热器、涡轮机、阀门)的成本较高。

[0009] 空气分离装置的冷却水回路通常包括再冷却设备,其中所述冷却水回路中的加热的冷却水是使用冷却空气通过蒸发冷却的方式进行冷却的。尤其是下面将会进行描述的已知类型的冷却塔可以作为再冷却设备。例如,在EP 0 644 390 A1和JP 5885093A1中公开了相应的空气分离装置。此处所用的冷却空气通常产生自空气分离装置的周围环境,因此其具有取决于周围环境的温度,取决于周围环境的压力和取决于周围环境的湿度。所述湿球温度可由上述三种参数确定。

[0010] 湿球温度是用于表示冷却极限温度(cooling limit temperature)的量度,即,冷却水在相应再冷却设备中通过直接蒸发冷却理论上可以达到的最低温度。众所周知,在潮湿表面的水分挥发是与周围大气的水分吸收能力相平衡的。由于蒸发所产生的冷量,冷却极限温度低于作为相对大气湿度函数的空气温度。在蒸发冷却过程中温度下降越多,则周围空气就越干燥。所述湿球温度和在相应再冷却设备中实际获得的冷却的冷却水之间的温差在本领域中称为冷却极限温差。再冷却设备比如冷却塔的性能是由填料的比表面积、液气比和压降决定的。为了达到小的冷却极限温差(cooling limit difference),原则上是可取的,因为较低的冷却水温度具有上述优点,但因此造成用于建造再冷却设备的很大的资本成本。

[0011] 因此,所使用的冷却极限温差是从经济上的考虑来确定的,其包括上述提到的各方面。在先前关于工业装置中强制通风再冷却设备的出版物中,冷却极限温差为3至5K通常表示是经济可行的,例如,参见由Z.K.Morvay & D.D.Gvozdenac出版的“Applied Industrial Energy and Environmental Management,Part III:Toolbox-Fundamentals for Analysis and Calculation of Energy and Environmental Performance,Toolbox 12:Cooling Towers”,Chichester,Wiley,2008年。然而这些数据在给出时通常没有指明相应的环境条件和由此得到的湿球温度。再冷却设备具有显著低于3K的冷却极限温差在技术上是可达到的,但是一般来说这是不经济的。相应较低的冷却极限温差通常只用于实验室规模,例如根据V.D.Papaefthimiou等人出版的Thermodynamic Study of Wet Cooling Tower Performance,Int.J.Energ.Res.30(6),2006,411-426的情况就是如此。

[0012] 有关再冷却设备及其设计进一步的细节可参考相关专业文献,例如H.-D.Held,H.-G.Schnell,Kühlwasser:Verfahren der Systeme der Aufbereitung und Kühlung von Süßwasser,Brackwasser-und Meerwasser zur industriellen Kühlung,第5版,Vulkan,2000年,H.Rietschel,K.Fitzner,Raumklimatechnik,第二卷:Raumluf t und Raumkühltechnik,第16版,Springer,2008年,J.J.McKetta,Encyclopedia of Chemical Processing and Design,第58卷,Marcel Dekker,1997年,P.N.Ananthanarayanan,Basic Refrigeration and Air Conditioning,第三版,Tata McGraw-Hill,2006年,和B.Buecker,Power Plant Water Chemistry:A Practical Guide,PennWell,1997年。尤其是,可以强调通过再冷却设备可以实现的冷却极限温差可由本领域技术人员使用已知的计算方法进行可靠的预测。因此,下面描述配置再冷却设备从而其将冷却水冷却至高于湿球温度最大温度值的温度,这为本领域技术人员考虑再冷却设备的尺寸提供参考,从而使其具有上述特性,即具有相应的冷却极限温差。尤其是本领域技术人员将在此考虑或以合适

的方式提供填料比表面积、液气比和压降。

[0013] 本发明的优点

[0014] 出人意料地,与关于强制通风再冷却设备普遍的观点相反(例如,参见上述 Z.K.Morvay & D.D.Gvozdenac 的出版物),根据本发明已经承认,基于总运行成本(总体拥有成本,TCO)考虑,冷却极限温差低于3K时为很多空气分离装置提供了经济利益。在此,在设计条件下和给定湿球温度下,根据资本价值(按货币单位每千瓦时表示,净现值,NPV)选择所述冷却极限温差。因此,具有相同资本价值的装置可以在不受各环境条件影响的情况下,获得除去相同的特定热量的再冷却设备。这使得可以根据资本价值系统地选择冷却塔。根据本发明前面所提到的观点,尤其是在例如空气分离装置的实际工业应用中,显著高于3K的冷却极限温差被认为是合适的。上面数次提到的 Z.K.Morvay & D.D.Gvozdenac 的出版物提出了一系列提高效率的措施,但没有降低冷却极限温差。

[0015] 因此,本发明提出了一种空气分离装置,在该装置中提供具有再冷却设备的冷却水回路,用于冷却压缩空气,其中配置所述再冷却设备以使用冷却空气来冷却冷却水。本发明的空气分离装置的特征在于,配置所述再冷却设备用于至少在高于289K的所述冷却空气的湿球温度下,将所述冷却水冷却至高于所述湿球温度不超过3K的温度。换言之,通过本发明所述的空气分离装置中的再冷却设备,在指定条件下,获得3K或更小的冷却极限温差,尤其是2K或更小,或1K或更小。

[0016] 在本发明中发现,在文献中经常提到的以下论述是错误的:具有小于2K的冷却极限温差的再冷却设备在技术上是不可行的。同样地,发现以下通常的总结是不正确的:只有当冷却极限温差为3至5K时才是经济可行的。在本发明中已经确认,具有固定的与湿球温度无关的冷却极限温差的再冷却设备的可行性和经济实用性指标不是预测值。

[0017] 根据本发明已经确认并在下面记录,冷却极限温差减少至3K以下,可使空气分离装置的经济性在高于289K的中湿球温度和高湿球温度下显著提高。因此,本发明基于对有关常规空气分离工艺和低温工艺的冷却塔设计的知识状态的重要新评估。

[0018] 在本发明中展示了一种能够有效操作的再冷却设备,其可将冷却水再冷却至非常接近热力学上可能达到的最低温度(即湿球温度),从而可使空气分离装置的能耗显著下降。从图2和3中可以明确看到这一点并在下面进一步解释。通常大型再冷却设备有效运行产生的额外资本成本(CAPEX)是通过节约的运行成本(OPEX)在大概一年时间里分期偿还的。大型再冷却设备摊还时间短是由于他们占空气分离装置的总成本比例较小(通常约为2%)。表1概括了常规再冷却设备和根据本发明的再冷却设备的资本成本和运行成本,这里是相应的冷却塔。

[0019] 在经济性评估中,例如可以将常规设计的再冷却设备和根据本发明设计的再冷却设备进行对比,如图2和图3所示。带有用于容纳回水的水槽的(强制通风)冷却塔被作为再冷却设备。较低的冷却极限温度导致需要较大的再冷却设备,以及同样扩大的水槽,因此资本成本也更高。在两种情况下水的质量流量是相同的。决定性的事实是,对于相同量的冷却水,在冷却塔较大的情况下,大量的空气可能流过再冷却设备,这些空气会带走蒸发水,并且同时可能产生较大的对流冷却。这降低了根据本发明的冷却塔中的冷却水温度,而且由于所述空压机较低的能耗和能源优化的冷却塔,从而使运行成本较低。出于这种考虑的情况下,假设在每种情况下的电力成本(power cost)为**0.07€/kWh**。在表1中报告了每小

时使用500,000标准立方米工艺空气的空气分离装置的再冷却设备的结果,以及一年的运行成本。

[0020] 表1:常规冷却塔和根据本发明配置的冷却塔的资本成本和运行成本

[0021]

资本成本	常规	根据本发明	额外成本
槽	€ 50,444	€ 81,806	€ 31,362
冷却塔	€ 211,500	€ 475,500	€ 264,000
合计			€ 295,362
运行成本	常规	根据本发明	节约
冷却塔	€ 89,250	€ 91,630	€ 2,380
水泵	€ 228,985	€ 228,985	€ 0
空压机	€ 13,315,505	€ 13,110,446	€ -205,059
合计			€ -202,679

[0022] 对于本发明的目的,有利地使用按下述方式进行配置的再冷却设备,使得其将冷却水冷却至高于湿球温度至少0.5K的温度,例如也可高于至少1K,至少1.5K或至少2K的温度。冷却极限温差的最小值和最大值之间的最佳值范围可以从上述考虑得到。

[0023] 根据本发明的空气分离装置原则上可以具有任何配置的再冷却设备,但是特别优选包括冷却塔。尤其是具有强制通风的再冷却设备或冷却塔经常被用于空气分离装置中,并且被证明具有较低的维护要求。如上所述,冷却塔尤其是能够相对简单地通过放大设备来降低冷却极限温度。

[0024] 如上所述,使用再冷却设备来冷却的冷却水特别适合用于相应空气分离装置中的压缩机下游的后冷却,从而根据本发明的空气分离装置的冷却水回路有利地包括位于空压机或相应空压机级的下游的换热器。对于本发明的目的,“空压机”是单级或多级设置,其配置用于增大压力,尤其是离心式空压机(radical compressor)或叶轮式空压机。一个或多个换热器可以存在于一级或多级压缩机的下游。

[0025] 在本发明中,所述再冷却设备的冷却温度区域范围可以尤其是在5-25K之间,特别是在8-12K之间,通常约为10K。

[0026] 本发明进一步扩展至操作空气分离装置的方法,在所述装置中提供具有再冷却设备的冷却水回路,其用于冷却压缩空气,其中配置所述再冷却设备用于使用冷却空气来冷却冷却水。本发明的方法的特征在于,所述再冷却设备是以此方法操作的,至少在高于289K的冷却空气的湿球温度下,将冷却水冷却至高于所述湿球温度不超过3K的温度。本发明同样扩展至空气分离装置的控制设施,其配置用于实现这种类型的操作方法。在两种情况下,均可参照上述有关特征和优点。

[0027] 下面结合附图展示本发明,所述附图显示了本发明的优选实施方案。

附图说明

[0028] 图1以示意性工艺流程图的形式显示根据本发明的实施方案的空气分离装置。

[0029] 图2描绘冷却水温度和相应的湿球温度,以展示本发明的实施方案。

[0030] 图3A和图3B展示本发明可能实现的冷却水的额外冷却以及相应节约的能源。

[0031] 附图详细说明

[0032] 图1以示意性工艺流程图的形式显示根据本发明的特别优选的实施方案的空气分离装置,并使用编号100来指代其整套装置。

[0033] 进料空气流a经由过滤器101通入空气分离装置100,利用主空压机102压缩并在直接接触冷却器103中冷却,该直接接触冷却器尤其供有来自蒸发冷却器104的冷却水流b。通过没有单独指示的泵将所述水流b引入所述直接接触冷却器103中。为了供应冷却水流b,所述蒸发冷却器104供有水流c,该水流的一部分也可以不经过蒸发冷却器104预冷却,通入直接接触冷却器103。水流d取自所述直接接触冷却器103。

[0034] 所示水流b、c和d,以及所述直接接触冷却器103和蒸发冷却器104被集成在以编号10指代的冷却水回路中,其还可包括任何的其他水流、泵、直接和间接换热器等,这些都没有显示在图中。例如,主空压机102这里以极其简易的形式显示,其具有至少两个压缩机级1和2,这两个压缩机级之间通过中间冷却器3来进行中间冷却。典型的空气分离装置的主空压机102包括5至9个压缩机级和相应数量的中间冷却器。水流s形式的冷却水可以通入所示中间冷却器3,其配置用于间接换热。水流s尤其可以是所述水流c的支流,即同样在冷却水回路10中循环的冷却水。类似情况也适用于如下所述的其他(后)冷却器。其他水流可以在任何位置通入所述冷却水回路10中,例如,为了补偿蒸发损耗,此处以水流e表示。此外,水流、调节装置、测量传感器等之间的交叉联接可以设置在所述冷却水回路10中的有利位置。

[0035] 所述冷却水回路10的中心组件是再冷却设备11,其在此显示为湿冷却器,例如其可配置为具有强制通风的冷却塔。然而,如上所述,任何其他实施方案也是可能的。配置所述再冷却设备11用于根据本发明的上述实施方案的运行。具有在所述空气分离装置100处的湿球温度的大气流f通入所述再冷却设备11。例如,配置所述再冷却设备11用于冷却待冷却的水流g的水,在所描绘的实例中其由水流d和e形成,冷却至不超过所述空气流f的湿球温度3K的温度水平。当所述空气流f的湿球温度高于289K时尤其如此。

[0036] 所述被压缩和冷却后的空气流a的进一步处理,现在以h来指代,主要对应于常规空气分离装置,如在H.W.Haring(编者),Industrial Gases Processing,Wiley-VCH,2006年,特别是在第2.2.5部分“Cryogenic Rectification”中介绍的空气分离装置中。

[0037] 被压缩和冷却后的空气流h通入吸收器组105,其包括可交替操作的吸收器容器,并且可以通过再生气流i进行再生。所述再生气流i可以通过电驱动或蒸汽驱动再生气加热装置106进行加热。为了供应所述再生气流i,可使用气流k,该气流的供应将在下面进行更详细的描述。

[0038] 在吸附器组105中被干燥的压缩空气流以I来表示。根据所述空气分离装置100的配置,所述压缩空气流I可以在能使后压缩成为必要或不必要的压力(后者出现在高气压工艺的情况下)下供应。如实例中所示,所述压缩空气流I的支流m通入后压缩机107中。所述后压缩机107的后冷却器,此处没有单独表示,用样可以使用来自冷却水回路10的水来进行冷却。

[0039] 根据所描绘的实施方案,所述压缩空气流I的支流m和没有被后压缩的支流n通入主换热器108,然后在不同温度水平下离开设备。所述气流m可以通过涡轮发电机109减压,和气流n组合后通入蒸馏塔系统110的高压塔111。所述压缩空气流I的其他支流可以形成、冷却、后压缩、减压并同样以有利的方式,例如已知的节流气流(此处没有显示),通入蒸馏塔系统110的塔内。

[0040] 高压塔111和低压塔112一起形成已知类型的双塔系统。在展示的实例中,所述蒸馏塔系统还包括氩富集塔113和纯氩塔114,但是这些塔不是必须提供的。也可以提供其他蒸馏塔。

[0041] 所述蒸馏塔系统110的运行是已知的,因此不再进行解释。在所显示的实例中,除其他以外,所述蒸馏塔110还供有气态氮流o,其是气流p形式的“污氮”,由此在主换热器108中加热后可以形成气流k和/或气流q,并可通入再生气加热器106或蒸发冷却器104中,液态富氧流r可被脱去。除了气流q,比如,也可使用冷的富氮流。对其他流体不再进行详细解释。任何气流都可以在主换热器108中进行加热,在主换热器108的上游或下游进行压缩或加压,以及与其他气流合并和分成支流。

[0042] 图2显示了一年中各个月份的平均冷却水温度 and 对应的湿球温度,用于展示本发明中的实施方案。以所述冷却水温度(以K为单位)为纵坐标,所述湿球温度(以K为单位)为横坐标标绘图。在图中,所述湿球温度是以数据点201的形式表示,在配置为冷却塔的常规设计的再冷却设备中的冷却水温度在图中以数据点202的形式表示,根据本发明的实施方案设计的再冷却设备的冷却水温度在图中以数据点的形式203表示。

[0043] 所述常规设计导致在湿球温度为289K时的冷却极限温差为8K。根据本发明所描绘的实施方案,所述冷却极限温差从5K降至3K。使用更高效的冷却塔从而降低所述冷却极限温差,这会产生两种效果,第一种是提供更冷的冷却水,第二种是使所述冷却水温度和所述湿球温度之间的温差相对较小。这意味着具有相对较小冷却极限温差设计的冷却塔在相对较冷的月份具有根本上相对较小的效率损失。大型冷却塔在相对较冷的月份具有较低效率损失的原因是水/气比可因空气改变。在两种冷却塔变体中,水的质量流量是相同的,关键因素是,对于相同量的冷却水,在大型冷却塔中大量的空气通过所述冷却塔,这些空气带走了蒸发水,并同时具有较大的对流冷却。这些效果起到了积极作用,尤其是在低空气温度时,空气可以带走少量水。

[0044] 图3A和3B显示了根据本发明可能实现的冷却水额外冷却(图3A),以及对应的能源节约(图3B)。在图3A中以K为单位的温差,图3B中以kW为单位的能耗差值作为纵坐标,以1月份(J)至12月份(D)作为横坐标绘图。

[0045] 从图3A中可以看出,得到实际上更冷5K的冷却器冷却水。从图3B中可以看出相应节约的能耗为270-450kW/每月,年度平均可节约340kW/每月。压缩机能耗可以下降340kW,相应于压缩机总能耗的1.5%。

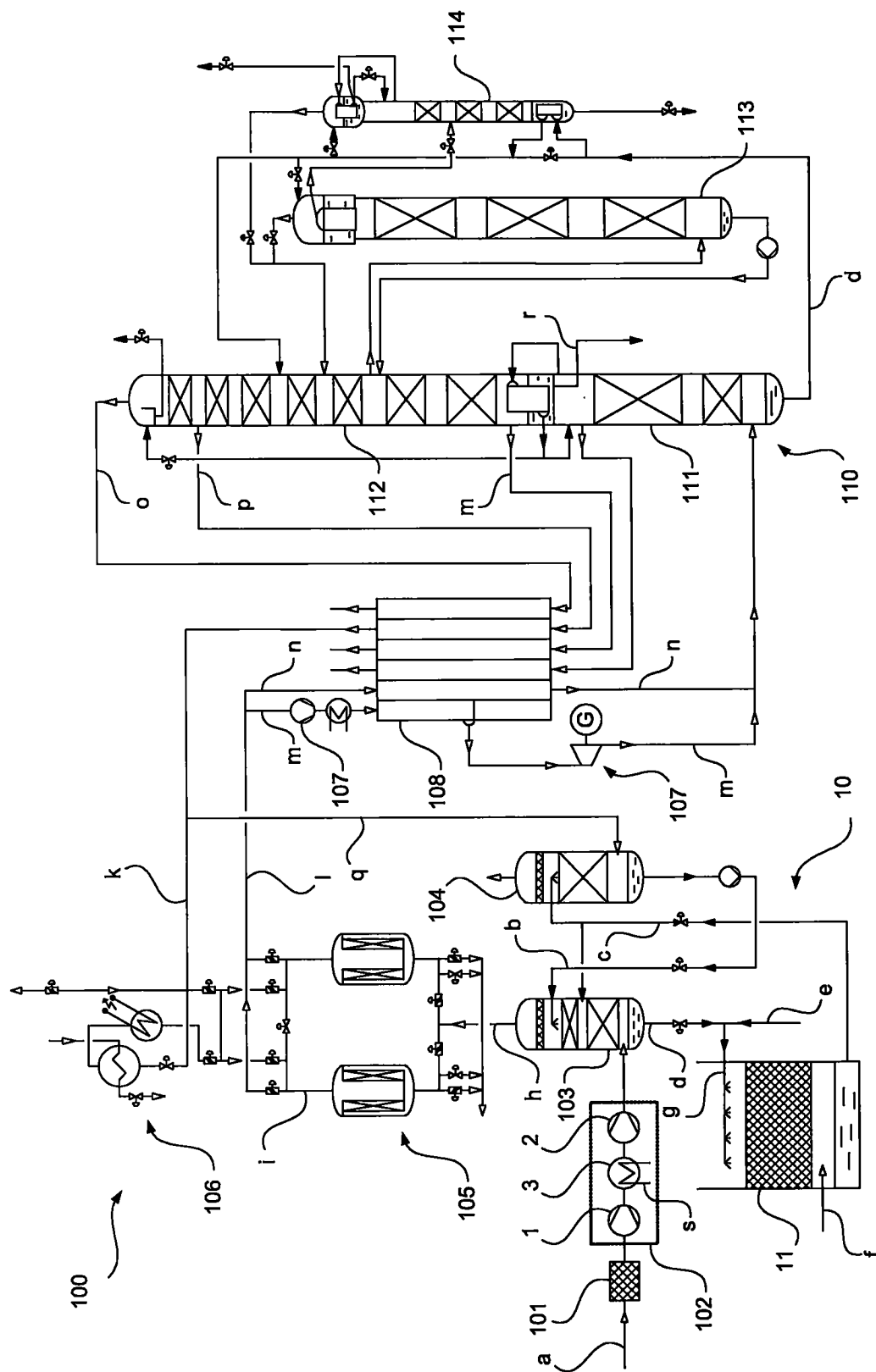


图1

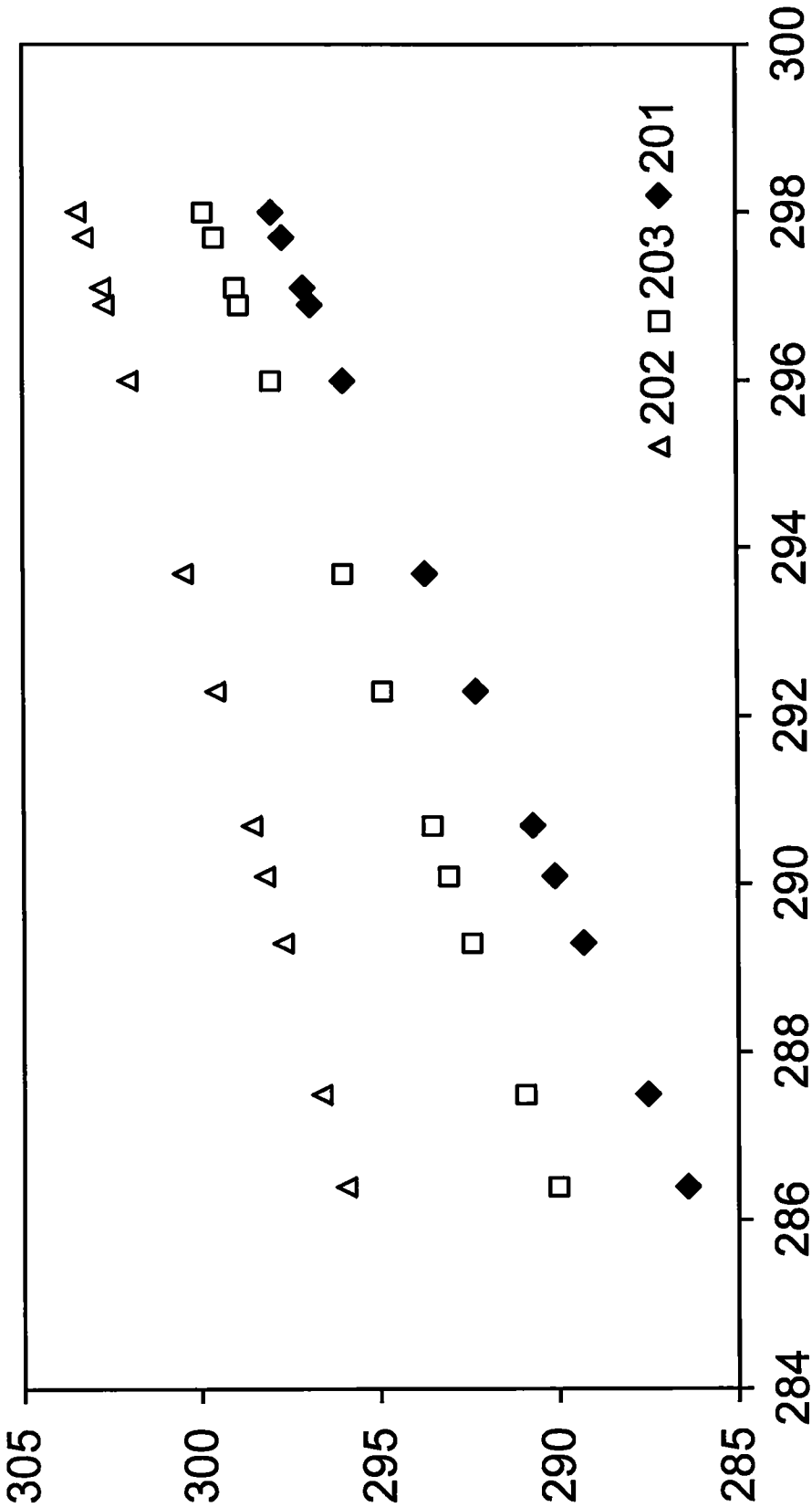


图2

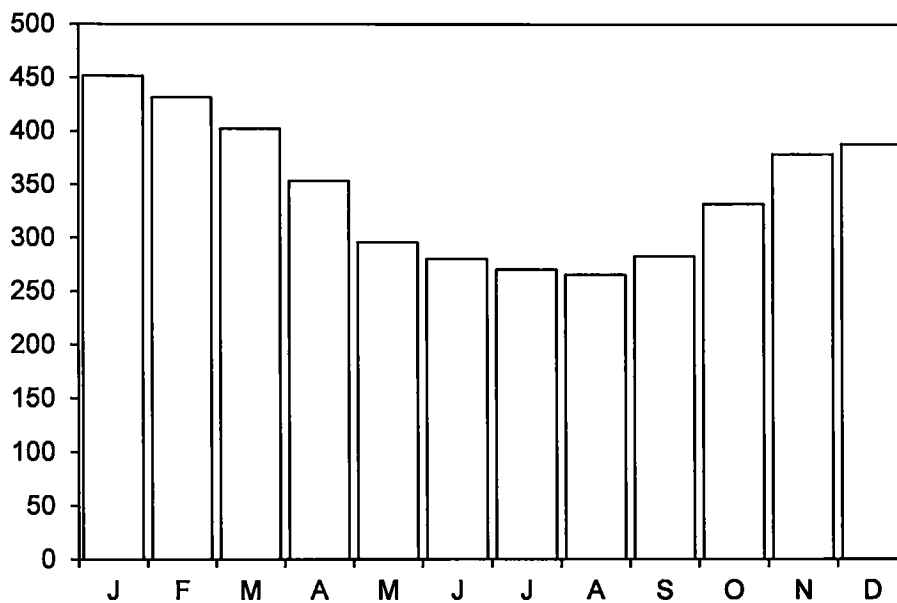


图3A

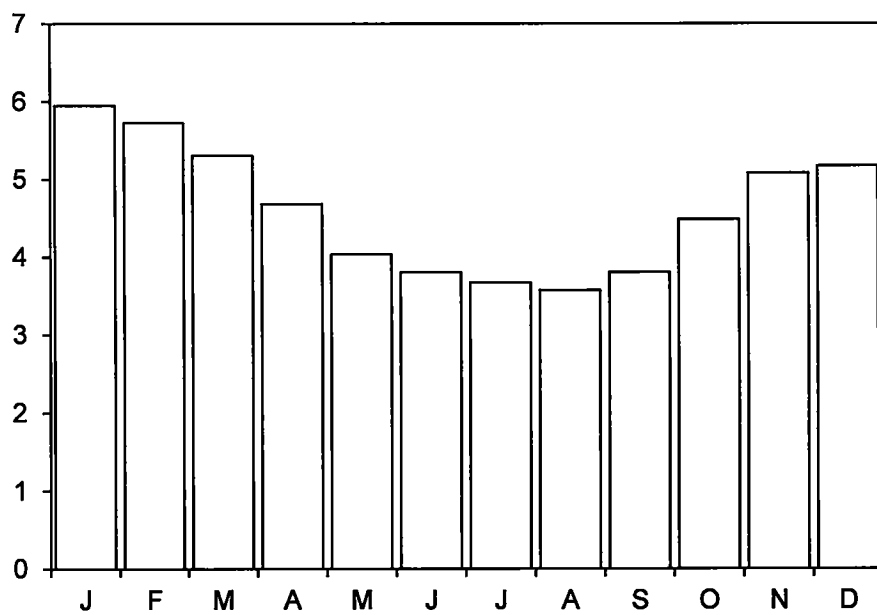


图3B