摘 要

地热井下换热器系统近年来在地热能的资源利用方面逐渐得到普及。它只取热不取水，兼具地埋管地源热泵系统和抽灌式地下水地源热泵系统两种利用方式的优点。而放入地热井中的对流增速管能够起到提高井下换热器的出口温度、热输出功率，改善换热器换热性能的作用。对流增速管是一种两端开口的管道，和井下换热器一起置于井中。有国外学者在文献中提出对流增速管强化换热的相关内容，但是缺少有效的实验数据。到目前为止国内也尚未发现有研究对流增速管的相关文献，而对流增速管强化换热的数值模拟也比较困难。本文通过几组实验对比方案研究了对流增速管强化换热，提高热输出功率的作用。同时还对部分填充多孔介质的右侧开口的方腔模型进行了数值模拟研究。

实验方面，本文仿照实际地热井下换热器系统建立了一套地热井下换热器系统的模拟实验台，从中总结出对流增速管的作用，并分析了实验误差。通过实验台中加装对流增速管前后的实验得出的数据对比，验证了对流增速管能够提高取热功率，改善换热器换热性能的作用。同时利用三种不同长度的对流增速管的对比试验得出，合适长度的增速管对改善换热的作用很大。此外，通过实验发现，换热器入口与热水储层中水的温差越大，换热器进出口温差越大、热输出功率越高，管外换热系数也越大。但是换热器循环流量越大，热输出功率不一定更高，换热性能不一定更好。寻求更大的换热温差则要寻找优越的地质条件，而改变循环流量也以改变水泵耗功为代价，因此在实际工程中需要对经济性和可行性等综合考量。

理论方面，本文忽略了地热井下换热器系统的换热器部分，建立了部分填充多孔介质的右侧开口的方腔模型。利用已有文献中对两个区域界面边界条件和腔体开口边界条件的处理方法，采用格子 Boltzmann 方法进行数值计算求解，并用全部充满多孔介质的开口方腔模型验证了程序的可靠性和精度。通过数值模拟的数据得出且分析了 Ra、Da、φ 和两个区域宽度比 n 与流场、温度场和方腔左侧 Nu 的关系，并给出了方腔左侧壁面 Nu 的关联式。从理论上研究了热储内部的一些换热特点。

最后，根据目前实验和理论方面存在的不足之处，提出了改进建议，并展望了课题后续研究的计划。

关键词： 对流增速管 井下换热器 自然对流 格子玻尔兹曼 多孔介质

ABSTRACT

Downhole heat exchanger (DHE) is an apparatus for extracting heat by suspending looped pi pes in a geo thermal well. It gradually ha s been u sed in the geothermal resour ce ut ilization in rece nt years. S ince it does n ot need pu mping hot water out of the aquifers, just ga ining heat from the well, it can eliminate the problem of s urface d isposal and no impact on the subsurface environment comparing with ground water heat pump system. The convect ion pro moter pipes to gether installed in the geothermal well with DHE can serve to enhance the outside heat transfer of DHE, i.e. heat output can be increased. A promoter pipe is simply a pipe that is open at both ends and placed in a well with the looped pipes of downhole heat exchanger. Some foreign scholars have pointed out that the convection promoter pipes can enhance heat exchanger, but t he sup portive o r effective e xperimental data has not been av ailable. There are few punished domestic research papers about t he promoter pipes. The numerical simulations of promoter pipes in DHE are not available. The objective of this paper is for understanding the mechanism o f heat transfer enhancement about convection promoter pipes through experiments. In addition, the natural convection in an o pen-ended square cavity part ially filled with po rous media is numerically simulated.

In the experiment, a DHE simulation system is established in the lab according to the DHE systems in a practical design, in which we can summarize the role of convective promoter pipes in DHE heat transfer enhancement, and analyze the experimental error. A comparison test is carried out for the DHE systems of with and without convection promoter pipe installation. The experimental results show that the promoter pipes do improve the heat output or t he heat transfer performance. The best length of the p ipes is obta ined from the three k inds of promoter pipes with different length according to the experimental d ata. In addition, it is found that the higher temperature difference between t he inlet water of DHE and the wat er in the thermal aquifer, the higher temperature increment between the inlet and outlet of DHE, or the more heat output. In th is case, a larger heat transfer coefficient o utside the DHE tube can be o btained. However, the thermal po wer output or the heat transfer performance does not necessarily increase with t he circulation flow rate through t he DHE.

Therefore, an aq uifer with a large geothermal gradient is favorable to DHE installation, but to increase circulation flowrate through DHE is at a price of increasing e lectric po wer consumption due t o pumping. Therefore, a comprehensive consideration is necessary in order that both economy and technology are feasible in a real application.

As a theoretical investigation for the DHE in a open perorated well in an aquifer, this art icle est ablishes a model of an open-e nded square cavi ty partially filled w ith porous med ia. This model is solved by u sing LBM and the treatment of interface and open b oundary condition whi ch is introduced in deta il. The co mputation code is validated in b oth m esh number dependence and accurac y by comparing t he r esults with those of previ ous wo rk in poro us m edia. The re lationship b etween flow field, temperature field, local *Nu* distribution on the left wall of the cavity and *Ra*、*Da*、φ、the width ratio of pure fluid region and porous region has been obtained and analyzed. A correlation o f the averaged *Nu* on the left wall of the cavity with *Ra*、*Da*、φ is proposed. Some heat transfer characteristics inside the aquifer are discussed in detail.

Finally, based on the current experimental and theoretical inadequacies. recommendations for improvement are proposed and the follow-up study of t he subject project is suggested.

KEY WORDS : convective promoter pipes, downhole heat exchanger, natural convection, LBM, porous media

第一章 绪论

1.1 课题研究背景及意义

1.1.1 能源与环境形势严峻

近年来，能源问题日益突出，已经被人们炒得纷纷扬扬。能源如此炙手可热主要是因为它是人类生活的物质基础，同时能够保障社会的正常发展和驱动世界经济的增长。新能源的发现和相应技术的提高目前已成为人类社会发展的制约因素，因此在当今世界，人类已经目光聚焦于能源的发展和使用技术上的提高。但是，随着经济的发展和科技的进步，能源的过度使用直接造成了其严重短缺和环境污染的后果，甚至引发各国掠夺资源的战争，对人类的生存与发展产生严重威胁。随着我国工业化、城市化进程的加快以及居民消费结构的升级，能源供求捉襟见肘，提高现有能源的利用效率，开发研究新能源，维持经济社会的可持续发展，保证能源稳定、持续，是保障我国综合国力的关键因素。

工业革命后的300多年来，人类消耗的能源是此前450万年的总和[1]。而我国能源消耗近年来连连攀升，严重制约我国经济社会的发展，对人民的生活也造成了一定影响。2011年上半年，全国煤炭产量达到17.7亿吨，预计全年煤炭产量可以突破34亿吨[2]。目前我国能源利用消耗高、过度使用、污染严重等不合理的需求结构造成了我国单位国内生产总值能耗居高不下。

能源的消耗必定会带来代谢废物的出现，因此环境污染问题也不得不被提上日程。目前，我国环境污染问题十分突出，主要表现在水污染和大气污染。近年来，我国水资源污染表现为异常恶化的势态，尤其在农村，大部分水源中氨氮、重金属、总磷、阳离子表面活性剂、大肠杆菌等指标均存在不同程度的超标[3]。全国有超过70%的河流湖泊遭受不同程度的污染[4]，饮水安全问题已经对人们的生命健康和生活质量构成威胁。另一方面，我国煤炭消费稳居世界第一，年耗煤量已达世界煤炭消耗总量的30%以上，因此这种持续的以煤为主的能源使用方式对环境和资源消耗都有害无益。这主要是因为煤炭本身含有有害元素较多，燃烧产生二氧化硫等有害气体，二氧化碳也是造成温室效应的罪魁祸首，它们直接影响了气候变化，对人们的生活环境造成威胁。2004年至今，我国酸雨面积达200万平方公里，遍及298个城市，因建筑腐蚀和土壤酸化造成的经济损失每年在千亿元以上[5][6]。科学研究证实,因为人类活动造成的影响,物种灭绝速度比自然灭绝

速度快了 1000 倍,目前平均每小时就有一个物种灭绝[7]。因此，提高现有常规能源的利用率、保护环境、优化能源结构、寻求低碳的生活方式是当务之急，而开发利用洁净的可再生能源则是一条关键途径。

21 世纪，为解决迫在眉睫的能源与环境问题，实现可持续发展的战略目标，新能源和可再生能源由于其丰富性和良好的发展前景，已经极大地引起人类的关注。它在未来世界的能源中必将担当重任，挑起社会持续发展的大梁。

新能源与可再生能源是指除常规化石能源和大中型水力发电、核裂变发电之外的生物质能、太阳能、风能、地热能以及海洋能等[8]。中国的新能源和可再生能源的分布十分广泛，而且开发条件已然具备，开发技术已有一定水平，在一定程度上能够补充社会发展所需。据估计，到 2020 年全国可再生能源利用总量可相当于 6 亿吨标准煤[9]，对环境保护和能源结构的优化都会发挥不小的作用。地热能作为新能源中的杰出代表已经慢慢得到普及，得以利用。

地热能是一种从地壳抽取的天然的可再生的能源，是由地下高温熔岩通过涌动加热距离地面1~5公里处的地下水形成的水资源。它取自于地球内部，洁净，环保，可再生且在我国资源比较丰富，分布广泛。同时能够节省大量的常规能源，其有效利用很大程度地缓解了日益增长的能源需求。相对于地壳内蕴含的地热能总量而言，限于目前所能达到的技术，人们利用的只是很小一部分[10]。

我国的地热资源十分丰富，占全球地热资源的近8%，而且我国主要分布着中低温地热资源（25-150℃），在可供开采利用的深度范围内。从结构上看，我国的地热资源主要是对流换热型，全国有几千眼地热井及其产生的温泉。地热井出口温度绝大部分低于90℃，平均温度约54.8℃[11]，而分布相对较少的高温地热也能够直接用于发电。但是，从开发利用总量来看，我国地热利用仍处于初级阶段，地热在我国能源结构中所占比例还不足0.5%[12]。据国土资源部门估算，全国主要沉积盆地距地表2000米以内储藏的地热能相当于2500亿吨标准煤的热量，全国每年可开发利用的地热水总量约为68.45亿立方米，折合每年3284.8万吨标准煤的发热量[13]。

按温度分布，地热资源可分为高温资源、中温资源和低温资源三种。高温地热资源通常用来地热发电。中温地热资源就能直接利用，主要用来室内采暖、医疗洗浴、育种、种植养殖等，因此目前地热水的直接利用已经成为我国地热能利用的只要方式之一。低温热水型地热资源(25-90℃)能够用于地源热泵，进行供暖或制冷。用于采暖的地热水主要利用抽灌式的方法获得，即先从地下把热水抽取到地上，经换热后再回灌到地层。但是，多数地热水中含有不同程度的重金属元素、H_2S气体等有害杂质，因此，大量抽取地下水将直接造成大气污染和水污染。而回灌不利也会造成地球内部本身地质结构的损坏，主要是由于经过换热后的地

下水如果不能及时回灌到地层内，内部压力平衡可能会被破坏，水位下降，甚至会造成地面下沉的严重后果。工程中一般会采取打井回灌的方法补充地下水的流失，但由于回灌水质需求高，需要超细过滤装置，就会消耗过大的回灌电功率，因此回灌的手段在技术及管理上仍存在较多的问题，在实际中难以做到完全回灌，况且能否有效回灌还取决于当地地层的地质特性。

地源热泵有地埋管式地源热泵，地表水式地源热泵和地下水式地源热泵三种方式。由于地埋管地源热泵主要采用导热的方式从土壤取热，因此后两者以对流为主的取热方式明显由于第一种，而地下水位置较深，不易受到外界影响，地下水式地源热泵热源稳定性要好于前两者，所以在具备良好地质和充足水源的条件下，后者是最好的选择方式。地下水地源热泵系统有开式和闭式之分。在开式系统中，地下水经水泵抽出通过热泵后进入房间散热器，在地下水温度较高时能直接通入房间，被冷却后再回灌到地下；闭式系统是通过地热井下换热器直接在地下换热，只取热不取水，不存在回灌和排放的问题，因此相对前者更加环保，也有利于保护地层内部的压力平衡，保障了地质结构，延长下水资源的使用周期。但是，因为中间增加了换热环节，因此取热量只相当于开式系统的 25%~50%。

经过以上分析，对于我国地热能利用空间仍然很大，上述地下水地源热泵的两种方式在能源利用和环境保护方面各有利弊，因此追寻其中高效率的利用方式是一个重要的研究方向。闭式系统，即地热井下换热器系统，虽然在取热量只有开式的25%~50%，但是通过一些强化换热装置能够让其取热量大大提升，对流增速管就是一个典型代表。对流增速管是一根两端开口的管，与换热器一起放入井中。本文用实验验证了增设有对流增速管的地热井下换热器系统的取热量和换热性能都好于安装增速管之前的系统。

1.1.2 国内外对流增速管的研究现状

地热井下换热器装置的研究早在1931年时，在美国的Charles Live就已进行。但是系统性工作却开始于1975年美国俄勒冈技术学院地热中心的实验研究[14]。此后，新西兰、日本等国也先后开展了井下换热器的研究工作，但主要以示范工程试验为主[15]。到目前为止，美国俄勒冈州的Klamath郡已有超过500套井下换热器系统在运行，内华达州也有近200套井下换热器在运行。在新西兰的Taupo有20多个井下换热器系统，其中3个用于当地一所中学的冬季采暖。在Rotorua地热田也有约140地热开采井眼，其中安装地热井下换热器取热的有42眼，可直接用于采暖。在日本和美国在上世纪90年代合作，开展了利用深层井下换热器进行发电的研究[16]；在土耳其地热井约有400多眼，其中第一个用于地热采暖的井下换热器系统安装于1987年，目前约有25000户家庭采用地热供暖，预计到2020年这一

数字将超过50万户[17]。

在美国俄勒冈州的Klamath郡的早期实验研究指出，未装套管的井内水温在竖直方向呈现明显的分层现象，而加装了套管之后，井内的水温基本一致，如图1-1所示。但是他们只测出安装套管前后井内的竖直方向温度情况，并没有给出安装套管之后热量输出变化，更没有定量的对比两者在换热器出口温度和热量输出上的差别。

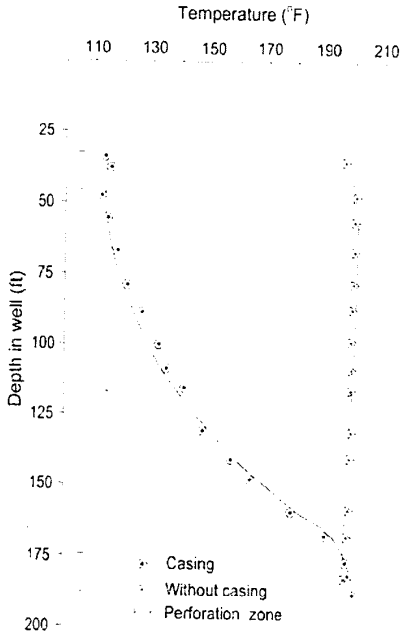


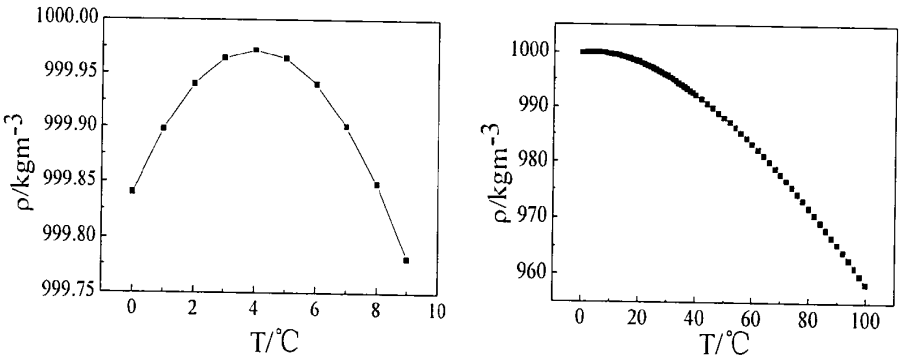
图 1-1 加装套管前后井内的水温在竖直方向的分布

有关利用对流增速管强化自然对流传热的方法是Allis在70年代提出的，美国和新西兰的实验研究指出引发井内对流涡的方法[18]，其中提到了对流增速管能起到强化换热的相关内容。但在其中没有给出定量的实验数据证明增速管的作用，而增速管的理论数学模型也未曾建立。如果对流增速管设计不好，反而会弱化对流，阻碍传热。新西兰的Allis和James两位学者在早期模拟实验研究指出，当井中增设增速管后，自然对流可将井底热水带至井口。而水在增速管中的流向，则取决于增速管的几何尺寸。经过实地测试表明，增速管位于井下换热器外得到的热输出功率高于增速管套在换热器上的热输出功率，但是至今没有定量的数据和图形显示两者的差距大小。此外，当增速管内、外的摩擦压降达到平衡时，其引发的自然对流可达最大值，据此计算得到：若单回路U型井下换热器管径为井身直径的0.25倍，且当换热器装置于增速管外时，那么以套管或增速管直径为井身直径的0.5倍时为最佳；换热器全部置于套管或增速管内，以0.7倍最佳。但是上

述结论限制了换热器与井管的尺寸比例，且目前无人证明这个结论是否正确，关于增设对流增速管的换热过程中地热井内、外流体之间的相互作用机理也尚无结论。

国内从1986年才开始从事地热井下换热器的机理研究，并由留学新西兰奥克兰大学地热学院的潘鹤松博士进行前期理论分析研究工作，先后发表了《U型管地热井下换热器的数学模拟及试验研究》和《地热井下换热器热交换性能的试验研究》等论文。国内学者在1998年也开展了井下换热器的相关研究，并用相似解法导出了同轴管式井下换热器周围多孔介质内的对流换热模型[19]，但是模型未考虑井管内部流动与周围热水储层内部流动的耦合作用，因此与实际有较大的出入。到目前为止我国井下换热器系统中对于对流增速管的研究工作却迟迟没有任何进展。天津大学承担了相关的国家科技攻关项目，题为“地热井下换热器供热系统试验研究”，并在张家口市建立了实地实验装置。实验采用自行研制的U型井下换热器，并加装了对流换热增速管，但是由于条件的限制，对流增速管仅采用一种工况，没有研究不同材料、几何尺寸和安装位置带来的影响，得到数据显示强化对流换热的效果并不那么显著。同时，由于一些测量问题的出现，井下测温点非常有限，获得的实验数据较少，没有总结出一般性的规律，因此也不能为真正的实际工程起指导作用。

1.2 井下换热器和对流增速管的工作原理



(a) 水的密度和温度在(0-4℃)内的关系曲线 (b) 水的密度和温度在(0-100℃)内的关系曲线

图1-2 水的密度与温度关系曲线

水的密度随温度的变化而改变，在4℃的时候密度最大为999.972kg/m^3，如图1-2(a)所示。因此水在0-100℃的时候是先变大后减小的过程，如图1-2(b)所示。地热井下换热器地下部分的水产生的对流现象均由与水的温差导致的密度差所致，因此水的温度和密度的关系是自然对流产生的根源。

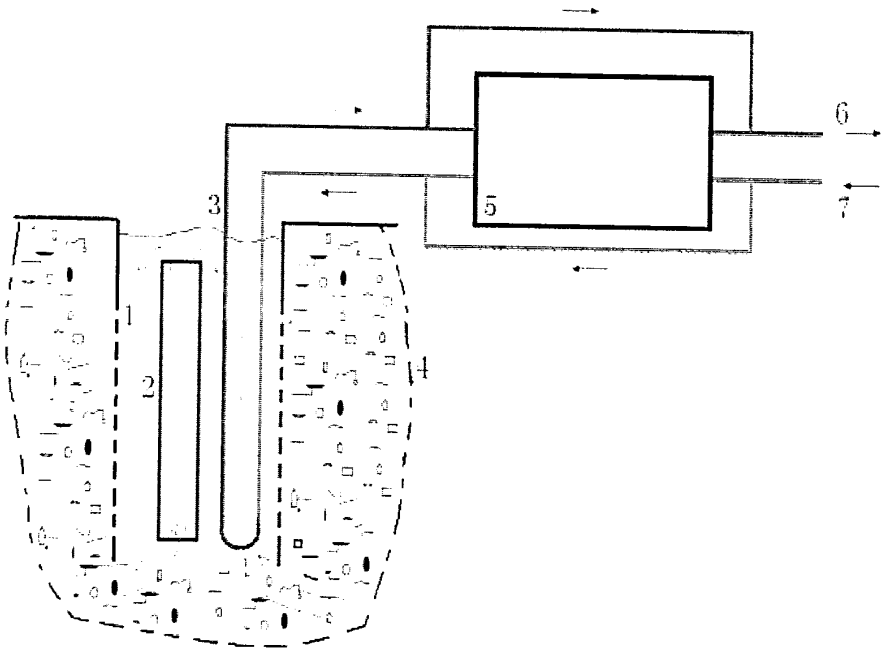


图 1-3 带有对流增速管的井下换热器系统示意图

1 井壁 2 对流增速管 3 U形井下换热器 4 地表含水层 5 热泵机组 6 供水管 7 回水管

如图1-3所示，井下换热器系统主要有地上和地下两部分。地上部分主要包括热泵机组和室内末端设备。地下部分包括井壁、换热器和对流增速管。用户使用后的冷水经过热泵机组的蒸发器后温度降低，直接可通入井下换热器中，与地热井中的热水进行换热，温度升高后进入热泵机组的冷凝器中，热水温度继续升高，达到用户所需要的温度后通入室内末端，用于采暖。当钻井处的地质条件比较优越，换热器出口的水温则会很高，能够达到用户使用的标准，可停止使用热泵机组，直接将热水通入室内，这样较前者更加节能。地下部分井壁内为纯流体区域，井壁外为热水储层，其中有高温热水和岩石等。井下换热器取热有两种方式：热储中的热水和井壁外贮藏于岩石中的热量，显然前者的比例更大。来源于两种：通过两种方法行取热进，换热器的传热过程包括换热器内外的对流换热以及换热器本身的导热。地热井内的水经过与换热器换热后温度降低，与井壁外的高温水产生了温差，温差导致密度差，从而引起自然对流现象，井壁外热水储层中的热水会流入井内，井内的温度相对较低的地下水流至井外，达到热质交换，为热量输出的稳定性提供保障。

人们发现井内竖直方向对流现象增强，有利于井内的水流入多孔介质含水层和热储中的高温水流入井中，进行混合，这样会带来更高的热量输出。虽然井中的水、含水层中的水以及岩石的实际相互作用非常复杂，目前依然难以理解，但是起码我们知道如果强化井内竖直方向对流现象，就能够带来更高热量的输出。

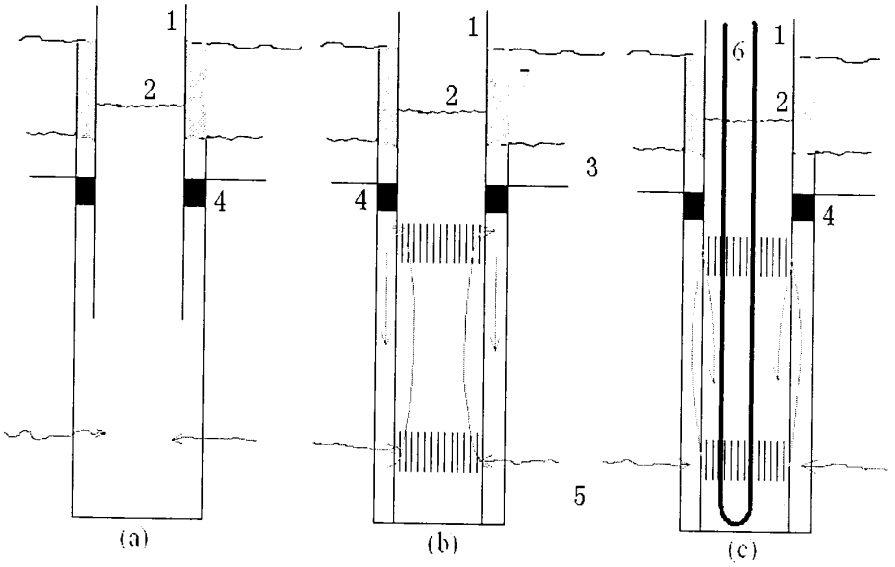


图 1-4 带有套管的井下换热器系统

1 套管 2 静水位 3 冷水 4 封隔器 5 地下热水 6 U 型换热器 7 水泥胶阶段

为了获得更大热量的输出，研究指出在井中加入一根套管会起到事半功倍的效果，如图 1-4(a)所示。套管的下端开口，以便含水层中的热水流入；上端开口以便热水的流出。当地热井中未安装换热器时，热水在套管中向上流动，在套管的上端开口处流出；同时在套管和井壁之间的环带中向下流动，在套管的下端开口出流入，形成对流现象，如图 1-4(b)所示。当系统安装换热器后，换热器附近的水温下降，密度变大，由于重力向下流动，从套管的下端开口处流出，而套管和井壁间环带中的水温度相对较高，密度较小，导致向上流动，从套管的上端开口处流入套管，从而形成另一种方向的对流现象，如图 1-4(c)所示。对流现象产生的驱动力来源于换热器周围和套管外的水的温差引起的密度差，而且热量输出越大，能够引起的对流越强烈。如果能将井壁的开孔直径、套管的直径、换热器的长度管径、循环流速和入口温度几者搭配完美的话，该地热井下换热器系统能够达到管壳式换热器的效果。但是由于地质和测量误差等原因，这一搭配平衡难以找到。

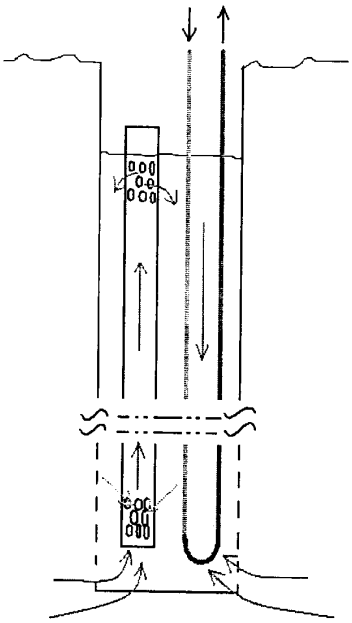


图 1-5 增速管结构示意图

如果井为闭式，那么对流增速管也是这一种能产生对流现象的装置，如图1-5示。增速管两端开孔，置于井底与静水位之间。U型管换热器与地下水换热后，U型管附近的水温下降，而对流增速管内的水温尚未来得及换热，比增速管外的水温高，使增速管内外形成了温差，而这种温差会导致出现密度差，致使增速管内密度小的热水向上流动，增速管外密度相对更大的冷水向下流动，同时热储中的热水进入井内和增速管中，形成了强烈的自然对流现象，大大地加强了换热效果。增速管的材料应以导热系数较低的材料作为首选，使其能够产生足够大的管内外温差。对流增速管与U型换热器之间的相对位置比较灵活，如图1-6所示。对流增速管能够安装在U型换热器的外面，也能套在换热器的一只臂上，甚至是全部套在换热器上。但是如果采用第一种方案，那么就能使用更小尺寸的增速管，这样的经济型更高。

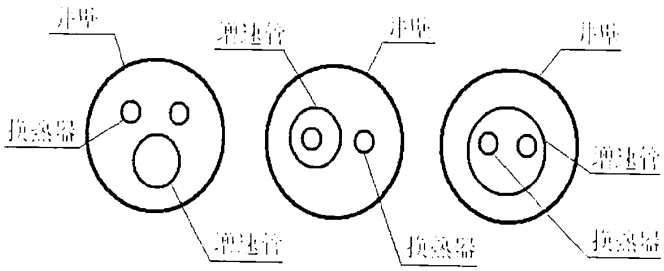


图 1-6 井下换热器与增速管的相对位置

1.3 格子 Boltzmann 方法研究现状和主要内容

1.3.1 格子 Boltzmann 方法研究现状

格子波尔兹曼方法（Lattice Bol tzmann Method,以下简称LBM）是近几十年来发展的一种新的数值计算方法。它是从介观的角度将流体抽象为大量的围观粒子，这些粒子根据某些简单的规则在划分的格子上进行碰撞和梳理，通过对粒子的运动进行统计，就可以得到粒子的宏观运动特性。格子方法的粒子特性也使其具有常规数值方法没有的独特优点，更加容易的处理复杂的边界条件，且能够实现并行计算，提高了计算效率，同时大大节省了计算成本。

LBM 是由格子气自动机(LGA)理论发展和改进而来，最早是在 1986 年由 U. Frich 等提出了 FHP 模型[20]。此后，格子气模型被用于卡门涡街、有台阶的回流区计算和自由边界等问题的数值模拟。1988 年 McNamara 和 Zanetti 为了消除 FHP 模型在求解 N-S 方程时的数值误差，提出了 LB 模型[21]。而目前应用的绝大多数标准 LB 模型来自 Qian[22]和 Chen[23]提出的采用单松驰时间近似的 BGK 模型(Bhatnagar-Gross-Krook，BGK)[24]。

1993 年后 LBM 在理论和应用方面都取得了长足进展。在流体传热方面建立了采用速度和温度两类分布函数的双分布函数模型[25]，在多相流机理研究方面建立了着色模型和伪势模型等[26][27][28]，在边界处理方面提出了诸如弹回[29]、半步长弹回[30]、外推和插值[31][32][33][34]等不同格式。在湍流、微流动和多孔介质渗流等方面都取得了成功的应用。美国 EXA 公司推出了以 LBE 为基础的商业软件 PowerFlow。值得提出的是，国内学者在 LBE 方面的研究开展得较早，并且取得了相当的成果，而许多 LBE 基本模型与理论是由华人学者提出的。

多孔介质是具有固体骨架的多相空间，它存在于多种自然现象和工程应用中，因此具有研究的价值，如地热热储中的流动与传热、土壤与生物体内水分的传递、建筑围护结构与绝热材料中的传热传湿、物料干燥等。多孔介质内的传递是一种典型的多尺度问题，可在表征体元尺度(Representative Elementary Volume，REV) 、孔隙尺度和宏观尺度三种尺度下进行研究。由于 LBM 在处理复杂几何区域时具有优势，用其模拟孔隙结构中的渗流问题成为该方法的一个重要应用领域。用 LBM 研究多孔介质的流动与传热问题时，主要基于 REV 尺度和孔隙尺度。

Succi 等首次采用 LBM 模拟了三维随机多孔介质中的渗流过程[35]；McCarthy 等用 LGA 对圆柱状阵列中的流动进行了模拟[36]；Spaid 和 Phelan 建立了直接求解 Brinkman 方程的 LBE 模型，并模拟了纤维多孔材料中的微尺度流动[37]；Martys 验证了 LBM 与 Brinkman 方程的一致性[38]；郭照立等人提出了可用于求解广义

N-S 方程的 LBE 模型(GLBE)，并将其推广到包含传热的渗流问题，模拟了多孔介质方腔[39][40]；Takeshi 等人全面分析了不同 Ra 数和孔隙率下多孔介质中的自然对流传热的参数[41]；Nithiarasu 模拟研究了具有可变孔隙率的饱和多孔介质的封闭固体方腔内的自然对流传热[42][43]；Mercier 等人模拟了由多孔介质与独立纯流体区域共同构成的矩形空间中的自然对流传热[44]。

1.3.2 格子 Boltzmann 方法的研究内容

本文模拟采用的格子Boltzmann方法中单松弛模型，即LBGK模型，在此基础上提出了热格子Boltzmann模型。接下来介绍该模型的基本内容。

在格子 Boltzmann 方法的格子模型中，有 D2Q7 模型、D2Q9 模型、D2Q13 模型、D3Q15 模型和 D3Q17 模型，而最常用的是 D2Q9（二维九方向）模型：

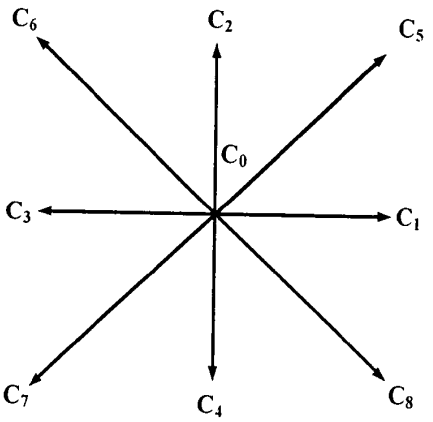


图 1-7　D2Q9 模型格子示意图

流场被划分成许多个正方形网格，流体被抽象为大量的粒子，时间按照时间步长离散为一个时间序列。对于每一个网格节点，粒子只能保持静止或者沿八个方向运动，如图 1-7 所示。一个时间步长一个粒子只能移动一个格子，在同一时刻同一网格点上，每一个速度方向至多存在一个粒子。当粒子在同一个格子节点处相遇时，按照一定的规则进行碰撞，速度大小和方向发生变化。

在格子 Boltzmann 方程中速度场在空间 x 方向和时间 t 内被离散成如下形式：

$$f_i(\vec{x}+\vec{c}_i\,\Delta t, t+\Delta t) - f_i(\vec{x},t) = -\frac{1}{\tau_f}(f_i - f_i^{eq}) \tag{1-1}$$

其中，$f_i(\vec{x},t)$是粒子的分布函数，τ_f 为松弛时间，f_i^{eq} 为平衡态分布函数，$\vec{c}_i$ 为离散速度。平衡函数的表达式如下

$$f_i^{eq} = \omega_i\left[\rho + \rho_0\left(\frac{3(\vec{c}_i\cdot\vec{u}_i)}{c^2} + \frac{9(\vec{c}_i\cdot\vec{u}_i)^2}{2c^4} - \frac{3(\vec{u}_i\cdot\vec{u}_i)}{2c^2}\right)\right] \tag{1-2}$$

其中：

$$\omega_i = \begin{cases} \frac{4}{9}, & i=0 \\ \frac{1}{9}, & i=1,2,3,4 \\ \frac{1}{36}, & i=5,6,7,8 \end{cases}$$

$$\overline{c_i} = \begin{cases} (0,0), & i=0 \\ \left(\cos\left[(i-1)\pi/2\right],\sin\left[(i-1)\pi/2\right]\right), & i=1,2,3,4 \\ \sqrt{2}\left(\cos\left[(i-5)\pi/2\right],\sin\left[(i-5)\pi/2+\pi/4\right]\right), & i=5,6,7,8 \end{cases}$$

宏观密度、速度等参数可由下式得出：

$$\rho = \sum_{i=0}^{8} f_i\text{，}\ \rho\vec{u} = \sum_{i=0}^{8} f_i\vec{c}_i\text{，}\ p = \rho c_s^2 \tag{1-3}$$

$$c_s = \sqrt{R\overline{T}} = \frac{1}{\sqrt{3}}c\text{，}\ \upsilon = (\tau_f - \frac{1}{2})c_s^2\delta t \tag{1-4}$$

式中：c_s 是流体的声速，υ 为粘度系数，p 为压强

温度场的平衡函数用 g_i^{eq} 表示，它等于温度值直接与 f_i^{eq} 的乘积，即 $g_i^{eq} = T\cdot f_i^{eq}$，温度模型的演算方法与速度模型一样，只是把松弛时间变为 τ_g。

$$g_i(\vec{x}+\vec{c}_i\Delta t, t+\Delta t) - g_i(\vec{x},t) = \frac{1}{\tau_g}(g_i - g_i^{eq}) \tag{1-5}$$

温度场模型中的热扩散系数表达为：$\alpha = (\tau_g - \frac{1}{2})c_s^2\delta t$

(1-1)式包括时空转换。因此在LBM方法实际计算时，分为两个步骤：碰撞和梳理。碰撞过程是粒子空间位置没变，但在时间上前进了一个步长；而梳理过程则是保持时间步长不变，粒子沿着9个方向（其中有一个静止）运动到邻近格子点。这样将时间和空间两个步骤分开，更容易理解，计算也更加简便。速度模型的碰撞过程按式(1-6)计算，梳理过程按式(1-7)计算，温度模型计算与之相同。

碰撞：$$f_i(\vec{x},t+\Delta t)=f_i(\vec{x},t)-\frac{1}{\tau_f}(f_i-f_i^{eq}) \tag{1-6}$$

梳理：$$f_i(\vec{x}+\vec{c}_i\Delta t,t+\Delta t)=f_i^*(\vec{x},t+\Delta t) \tag{1-7}$$

在数值模拟计算中，对于不同的模型，恰当地处理边界条件是计算正确的关键。常见的边界类型有无滑移边界、入口边界、出口边界等，本文还用了界面边界，对于不同边界类型采用不同的边界处理方法，基本边界处理方法有两种：简单碰撞弹回（反弹格式）和非平衡外插格式，本文用的是后者，下面做以简单介绍。

非平衡外插格式是将边界点的状态分为平衡态和非平衡态两部分，平衡态部分用边界点本身的平衡态函数计算得到，而非平衡态部分则使用非平衡外插确定，即式(1-8)所示，这种形式误差可达二阶精度。

$$f_{i,w}^{+}(w,t+\Delta t)=f_{i,w}^{eq}(w,t)+(1-\frac{1}{\tau_f})[f_{i,f}(f,t+\Delta t)-f_{i,f}^{eq}(f,t)] \tag{1-8}$$

其中，$f_{i,w}^{eq}$是边界节点，$f_{i,f}^{eq}$是与边界节点相邻最近的流体节点，在计算$f_{i,w}^{eq}$时用到的密度是相邻最近流体节点的密度，而速度是它本身的速度。非平衡函数由流体节点近似差分得到，即：

$$f_{i,w}^{neq}=f_{i,f}(f,t+\Delta t)-f_{i,f}^{eq}(f,t) \tag{1-9}$$

非平衡外插的边界处理方法同时适用于速度场与温度场的模拟，且可达二阶精度。

1.4 本课题的主要任务

1.4.1 课题的前期工作概述

本课题为国家“863”计划“高效传热普及模式地热井下换热器”基金课题

的后续研究，之前课题做已经做过实验模拟及热力分析研究，有如下结论：

1. 井管内外对流现象产生的驱动力来自于含水层内部的温差，即如果增大对流，即可获得更高的热输出。井内的对流空间在换热过程中起到关键作用。

2.当系统内传热温差越大，井下换热器热输出性能的影响越大，表明由换热及渗流形成的混和对流中，自然对流仍占主导作用，根据热储的温度条件设计合理的入口水温，是提高井下换热器热输出的主要因素。

3.井下换热器出口温度随着循环流量的增加而下降，但是总的取热量仍然增加。

1.4.2 本论文主要研究内容

地热井下换热器系统在我国的相关研究工作已经起步，但是对流增速管的研究尚未发现相关介绍。而国外虽有对流增速管的相关研究，但仍然缺少一定的有效数据，并不能指导工程实践。我国的地热资源丰富，基于这一特点，研究对流增速管对强化井下换热器则显得尤为关键。

本文的研究工作内容主要包括以下两个方面：

1. 对流增速管实验模拟

建立对流增速管的实验模拟系统，控制系统储层中的温度、换热器入口温度和换热器的循环流量。本系统与实际井下换热器在结构上实现了几何相似，并保证了换热器内的 *Re* 的数量级相同。实验中采用 T 型热电偶进行温度测量，在热储层的不同深度、不同的径向距离和 U 型换热器的进出口，以及在对流增速管的不同高度和内外两侧各布置一些测点，反映对流换热过程中储层内的温度场，监视 U 型换热器的进出口温度，和观测对流增速管的纵向、横向的温度差异。通过增速管的有无、尺寸、换热器循环流量、换热器入口温度等多种工况下的换热实验，通过处理和分析实验数据可得增设对流增速管的换热比未设增速管的换热情况对比和各种工况下增速管的换热影响。

2. 对流增速管的理论模拟

学习和应用 LBM 格子波尔兹曼方法，编写并调试程序，验证程序的正确性。在本课题的理论模拟中，建立了部分填充多孔介质的开口方腔的换热模型，采用格子-Boltamann 方法进行计算求解，得到包括多孔介质含水层在内的温度场和速度场，以及方腔左侧的 *Nu*。通过 *Ra*、*Da*、纯流体区域和多孔介质区域宽度比 *n* 三者对 *Nu* 的影响，得出方腔左侧 *Nu* 的关联式。

1.5 本章小结

本章先说明了国内外能源和环境形势的严峻，阐述了开发新能源和可再生能源是解决问题的关键，而地热能作为一种清洁可再生能源逐渐被人们认识和广泛利用；通过对地热井下换热器和对流增速管工作原理的分析，指出了对流增速管的存在能够提高换热效率的结论，提出了对流增速管的模拟研究的重要意义。然后介绍了用格子-Boltzmann 方法理论模拟多孔介质中的流场和温度场的发展和现状。最后，简要介绍了介绍了本文所开展的主要研究内容。

第二章 实验系统和实验方法

井内换热器周围、对流增速管内外以及井外含水层内的自然对流耦合作用比较复杂，难以理解，到目前为止仍然没有一个说明其内部具体自然对流涡的变化的文献。但是实际工程中的地热井下换热器系统消耗成本较大，地下环境十分复杂，因地而异，因此有必要在实验室内搭建一个小型的地热井下换热器的实验台。相对而言，它简单易行，成本较低，缩短测试周期，为对流增速管、换热器的性能以及地下流场和温度场的研究提供了一条可行性的途径。本章介绍了该实验系统的设计思路和系统组成，接着描述了实验方法和后期的数据处理，然后分析了实验误差。

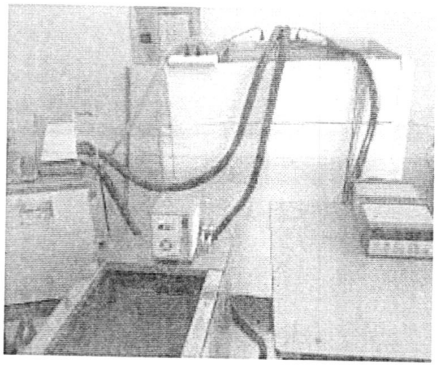
2.1 实验系统设计思路和系统组成

合理的设计对流增速管、地热井下换热器的模拟实验系统的结构，以及内部热储层的结构和渗透性成为实验成败的关键所在。本实验的目的就是观察对流增速管对地热井下换热器的换热过程的影响。为了让研究得出的结论能够为实际工程起到参考作用，就要让本实验的装置和实际中的装置相似。但是实际中地质条件因地而异，地热储层的结构有所不同，热储温度范围也比较大，做到全部的单值性条件相似十分困难，因此本实验以控制几何相似和换热器内 Re 数量级相同。

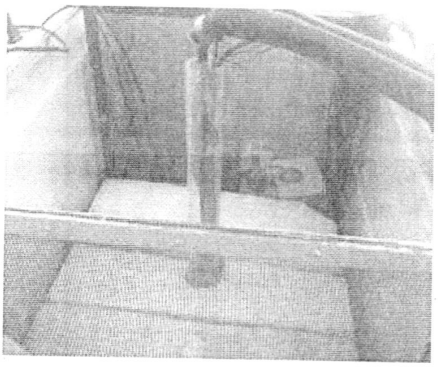
实际工程中的地热井的直径在 20-40cm 的范围，换热器 U 型管直径为 2-5cm 之间，地热水覆盖的储层厚度在 5-20m 之间。本实验模拟换热段高度在 0.5-1m，按照对应比例可推算，模型的井下换热器直径应在 4-10mm，模拟的井孔直径应在 5-10cm。实际工程中对流增速管的长度、直径和材料都没有明确的规定，因此本实验通过几种不同几何尺寸的增速管分别讨论了加强换热的效果。实验台是由玻璃制成的方形无盖玻璃箱，方便示踪观察，定位等。

实验系统由四个主要部分构成：1.对流增速管、换热器和井管。2.热水储层。3.数据测量和采集系统和 4.恒温供水系统。对流增速管强化传热的实验系统各组成装置，如图 2-1(a)所示。实验主体部分是无盖透明玻璃箱，长 900mm，宽 500mm，高 1000mm，在箱内竖直插入两张钢丝隔离网，如图 2-1(b)所示。隔离网将玻璃箱内部分离成三部分，主要是用来隔离纯流体区域和多孔介质储层区域。在两张隔离网中间填充厚 600mm 的玻璃珠，以示多孔介质储层，已经开孔的模拟地热井管立于热储层正中，如图 2-2 所示。对流增速管和换热器置于井中的纯流体区域，井外为多孔介质区域。储层外左、右两侧是纯流体缓冲区，方便实验前对箱内流

体的体积和温度的控制。为了减小外界的影响，箱体外包有 50mm 厚的聚乙烯泡沫保温板。实验恒温供水系统包括两台恒温水浴，一台用来提供井下换热器管入口所需冷水，另一台用来提供热水储层中所需热水。



(a) 实验系统



(b) 钢丝隔离网

图 2-1 实验系统整体结构

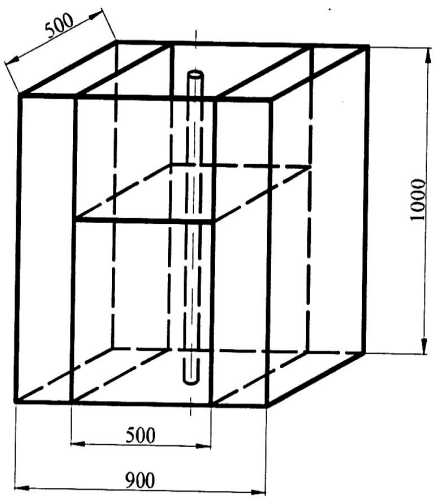
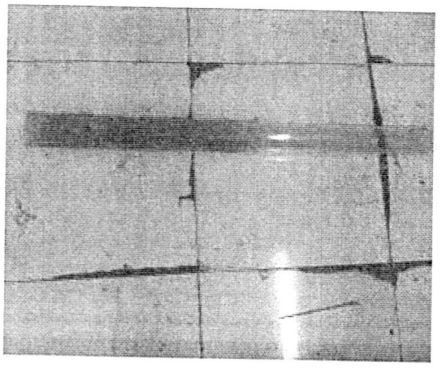
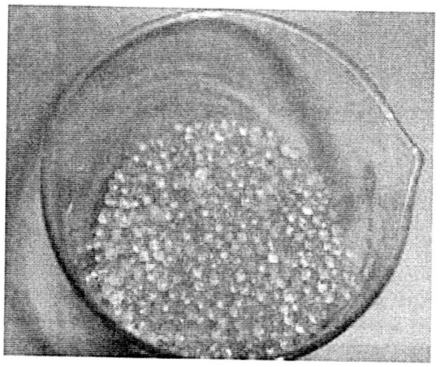


图 2-2 实验系统中系统模拟图

对于直径较小的井管，纵向和径向的尺寸比例会更大，增速管对换热效果的加强会更加明显，因此本实验模拟井壁采用外径 50mm，厚 5mm 的有机玻璃管来模拟，在 60cm 长的换热段开孔，孔径为 3-4 mm，为了防止热水储层的固体颗粒阻塞壁面影响井下流动和换热，在孔洞外包有钢丝网，如图 2-3(a)所示。热水储层内的多空介质采用直径 3-5mm 的玻璃珠模拟，如图 2-3(b)所示。



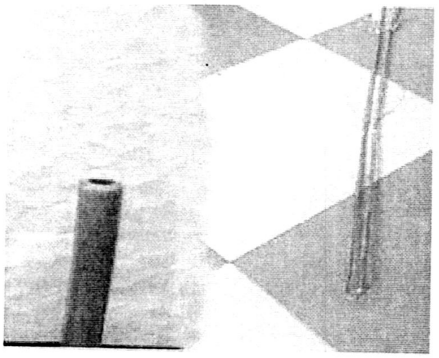
(a) 模拟井壁



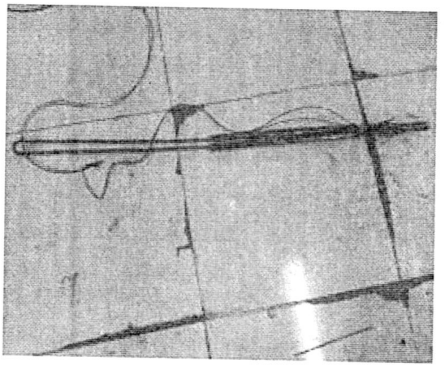
(b) 热储中的玻璃珠

图 2-3 实验模拟井壁和热水储层填充玻璃珠

实验采用外径 5mm，壁厚 0.5mm 的紫铜管制成的 U 型井下换热器模型，如图 2-4(a)所示。U 型换热器的地热储层以上的部分包有保温层，并在进出口装有热电偶，监测进出口温度，如图 2-4(b)所示。

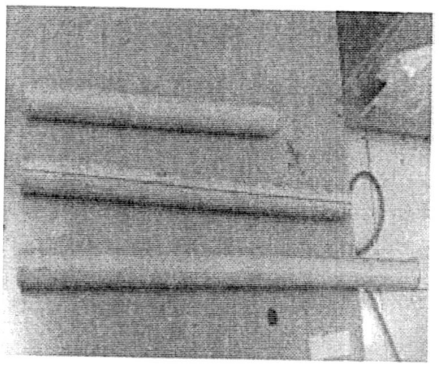


(a) U 型换热器细节图

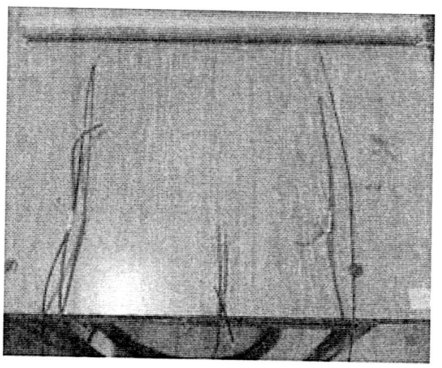


(b) 装有保温层和热电偶的换热器

图 2-4 实验模拟用U型换热器



(a) 不同尺寸的对流增速管



(b) 布置热电偶的对流增速管

图 2-5 实验模拟用对流增速管

采用三根 PPR 管作为本实验用对流增速管，外径为 25mm,壁厚 4mm,长分别

为 30cm,40cm,50cm，如图 2-5(a)。两端开口，每根增速管内外各布置三根热电偶，以便观察对比内外温度和纵向的温度，如图 2-5(b)。由于采用的模拟井孔的直径较小，井内空间有限，所以本实验将对流增速管放置于换热器外侧，用两根线沿着井管直径方向吊在井管顶端，使增速管恰好悬于井内热水中间，如图 2-6 所示。

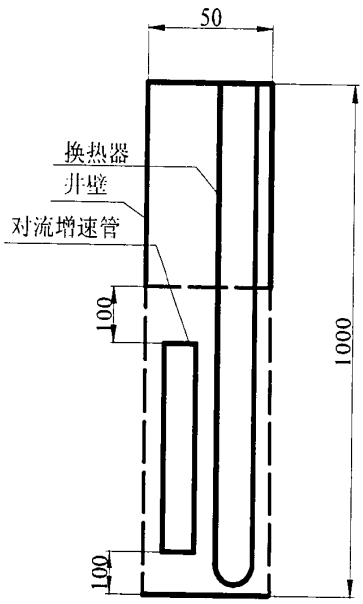


图 2-6 井管、换热器和对流增速管的模拟图

实验中采用直径 0.1mm 的 T 型(铜-鎳铜)热电偶测量温度。温度测点分别布置在对流增速管内外、热水储层中以及井下换热器进出口处。在对流增速管内外两侧各均匀三个热电偶，位置如图 2-7 所示。在热水储层内，热电偶依靠定位圈定位，分三层布置，上中下三层分别以 U、M、B 标示，如图 2-8(a)、(b)。每层 12 个测点，共 36 个测点，编号可见图 2-8(c)。这样三层的热电偶编号可标为 U1~U12，M1~M12，B1~B12，温度输出信号由 Angilent34970A 数据采集仪器传到电脑中记录下来，如图 2-9(a)所示。实验开始后每隔 6 秒采集并记录一次数据。每组实验过程中，采用称重法测量流量，平均每 2 个小时测一次流量。

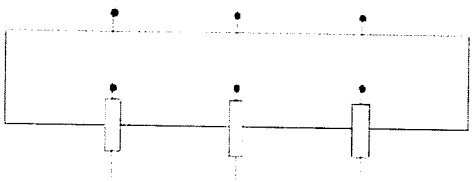
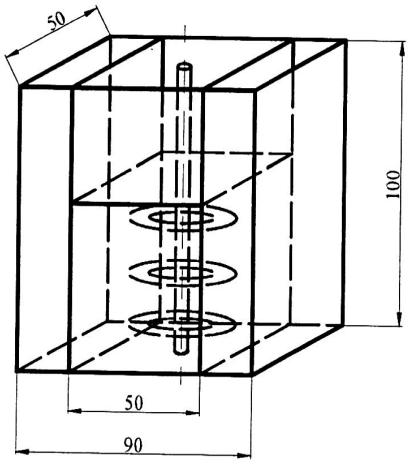
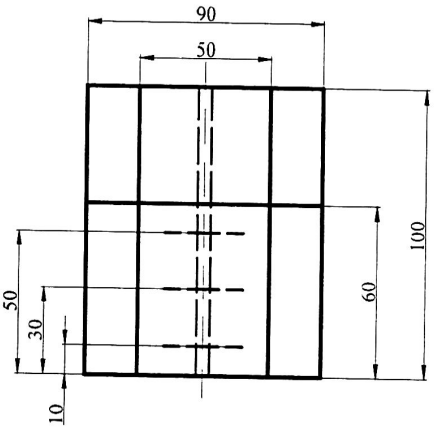


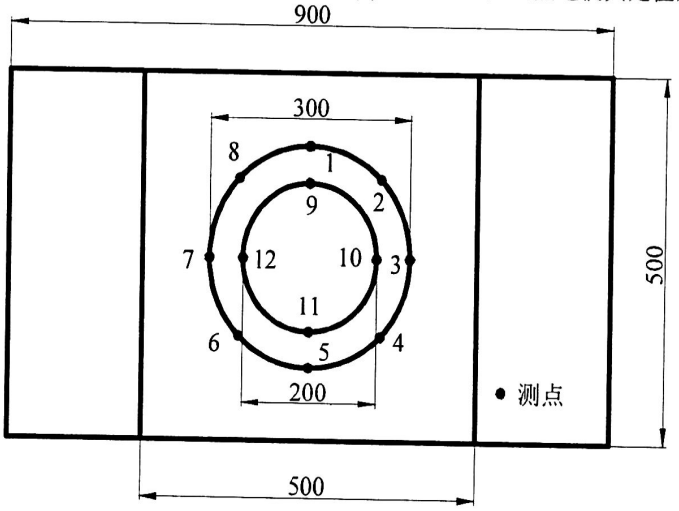
图 2-7 对流增速管内外热电偶布置



(a) 热点偶整体布置



(b) 箱体正视图及热电偶其定位尺寸



(c) 箱体俯视图及每层定位圈上的测点编号

图 2-8 热水储层中热电偶测点布置与定位

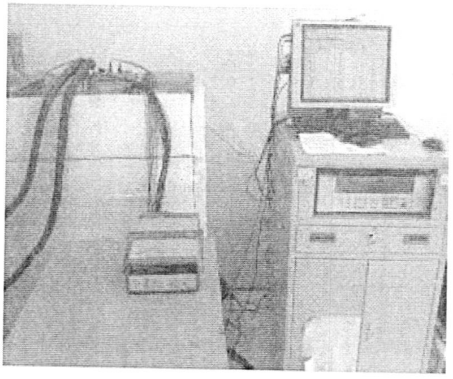


图 2-9(a) Angilent34970A 数据采集系统

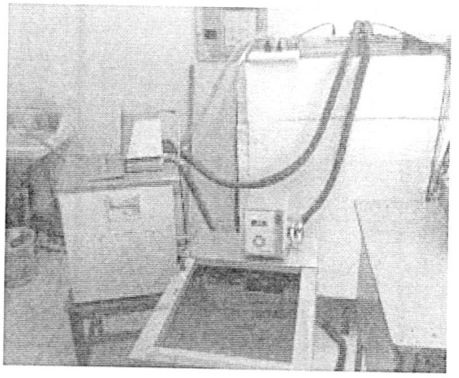


图 2-9(b) 恒温供水系统

此外，实验中采用恒温供水系统，即两台型号为 JulaboF32-ME/F38-EH 的恒

温水浴，用于控制U型换热器管的入口温度和流量，以及储层中水的流动情况，如图2-9(b)所示。

2.2 实验方法

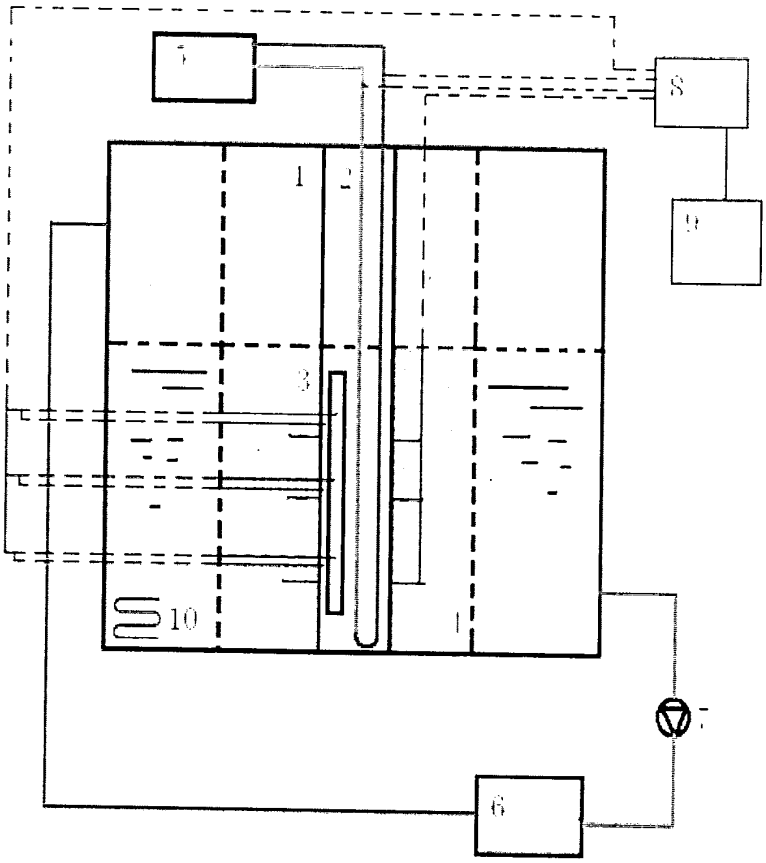


图 2-10 对流增速管强化传热模拟实验系统原理图

1 模拟井壁 2 换热器 3 对流增速管 4 热水储层 5 恒温冷水浴

6 恒温热水浴 7 水泵 8 数据采集仪器 9 电脑 10 加热器

首先要设置实验的几种对比方案，并验证可行性。在实验前要测得热水储层的孔隙率和渗透系数等物性参数，并记录井管、换热器和对流增速管的长度直径等几何参数。然后通过恒温水浴调节热水储层中水的温度以及 U 型换热器入口所需温度，观察室内温度。图 2-10 是对流增速管强化传热的流程。实验前，先开启恒温热水浴和辅助加热器加热热水储层。同时，开启恒温冷水浴，调节为内循环，制备井下换热器循环用冷水。使用数据采集器监测热储中水温，直至储层热水达到预定温度后停止恒温热水浴，但由于玻璃珠的蓄热作用，温度显示存在滞后性，因此须保持热水浴循环约 2-3 分钟，直至储层温度稳定均匀。当冷水浴

温度达到预定值时，改为外循环，开始实验过程，并记录采集的所有温度，在实验过程中测出流量。实验中通过调节冷水浴中的内外循环的比例达到控制 U 型换热器的循环流量的目的。每组实验都需要等到热水储层中的温度稳定才能停止，因此每组实验几乎都需 2~3 天的时间。

2.3 实验数据处理

实验前需测量对流增速管、换热器和箱体的几何尺寸，热水储层孔隙率、渗透系数。实验中需测量的数据为温度，流量。据此计算出表征井下换热器热性能的参数，即换热器的进出口温差，热输出功率。根据总传热系数、换热器壁面的导热系数和换热器内部的换热系数，计算得到 U 型换热器管外侧的对流换热系数。

1．渗透系数

根据 Darcy 定律定义，渗透系数 K_p 表示在一定流动驱动力推动下，流体通过多孔材料的难易程度，它是多孔介质的重要特性参数之一。渗透系数与多孔介质本身的物性和结构有关。通过恒温热水浴造成热水储层两侧的水位差，可估算出储层的渗透系数，根据 Darcy 定律

$$J_f = -\frac{K_p \rho g}{\mu} grad\phi \tag{2-1}$$

其中，J_f— 速度通量，$m^3/(s \cdot m^2)$；

μ— 水的动力粘度，Pa·s；

g— 重力加速度，m/s^2；

ρ— 水的密度，kg/m^3；

$grad\phi$— 流体流动方向上的水力梯度，m/m。其中，ϕ 是流动势，可表示成 $\phi = p/\rho g + z$，p 是压力，单位 Pa，z 是流体所处位置的高度，单位 m。通过变化可得

$$K_p = -\frac{\mu J_f}{\rho g \frac{\Delta H}{x}} \tag{2-2}$$

其中，x— 热水储层沿流向的宽度，本实验为 0.5m；

ΔH— 热水储层两侧的水位差，m。

当热水储层中的外循环流量为 $7.01\times10^{-5}\ m^3/s$ 时，储层两侧的液位差为 1 cm，据

此可计算出来，渗透率 $K_p = 3.26\times10^{-9}$ m^2。

2．孔隙率

孔隙率 φ 表示多孔介质中孔隙所占份额的相对大小，即多孔介质中孔隙的体积与总体积之比，它是另一多孔介质的基本参数。本实验采用容积法，多次测量求平均可得储层内多孔介质的孔隙率为 38.8 %。

3．Darcy 数计算

Da 可根据下式计算

$$Da = \frac{K_p}{L^2} \tag{2-3}$$

其中，L 为特征长度，在本实验中取储层换热段的高度 0.6 m，因此能够计算出实验中 $Da = 1.3\times10^{-9}$。

4．导热系数

多孔介质包括内部固体骨架和孔隙中的流体。假设多孔介质为各向同性，压力做功和粘性耗散忽略不计。本文根据 Maxwell 模型计算出多孔介质的总导热系数[45]，如下式

$$\lambda_m = \frac{2-2\varphi+(1-\varphi)\lambda_s/\lambda_w}{2+\varphi+(1-\varphi)\lambda_s/\lambda_w}\lambda_w \tag{2-4}$$

其中，λ_s— 多孔介质中固相导热系数，W/(m·K)。

λ_w— 多孔介质中液相导热系数，W/(m·K)

5．热扩散系数

多孔介质的热扩散系数 α_m 按下式计算[46]

$$\alpha_m = \lambda_m / (\rho c)_m \tag{2-5}$$

其中，$(\rho c)_m = (1-\varphi)(\rho c)_s + \varphi(\rho c_p)_f$，$\rho$ 为密度，单位 kg/m^3，c 和 c_p 分别为固相比热和水的定压比热，单位 J/(kg·K)。下脚标 s，f 分别代表固相和液相。

6．渗流速度

本实验的几种工况控制热储渗流速度均为零，但是在计算多孔介质的渗透系数的时候需测量出来，而且在实验准备阶段也需要外循环渗流来调整热储的温度。渗流速度 v_s 是地下水的流速，可按下式计算

$$v_s = \frac{V_p}{A} \tag{2-6}$$

其中，V_p— 热水储层中水流动的体积流量，m^3/s；

A— 过流面积，本实验为 $0.5*0.5m^2$。

U 型换热器的进出口温差，管外侧的对流换热系数和热输出功率是表征地热井下换热器性能的主要参数，通过以下几个公式求出。

7．热输出功率

井下换热器的热输出功率 Q 在实际工程中最重要的的参数之一，由下式计算可得

$$Q = c_p \cdot \rho \cdot V \cdot (T_{ou} - T_{in}) \tag{2-7}$$

其中，c_p— 水的定压比热，J/(kg·K)；

ρ— 水的密度，kg/m^3；

V— U 型管内水的循环流量，m^3/s；

T_{ou}、T_{in}— U 型管出口水温、进口温度，℃。

8．总传热系数

U 型管换热器换热过程的总传热系数 K 根据式(2-8)计算

$$K = \frac{Q}{A \cdot \Delta T_m} \tag{2-8}$$

其中 A 为换热器内表面的传热面积，m^2，可由下式计算

$$A = \pi \cdot d_o \cdot 2H \tag{2-9}$$

式中，H— 储层厚度(换热段高度)，本实验为 0.6m。

式(2-8)中 ΔT_m 为对数平均换热温差，℃。本实验按照逆流管壳式换热器平均换热温差的计算方法[47]

$$\Delta T_m = \frac{\sqrt{D^2+1}(T_{ou} - T_{in})}{\ln \dfrac{2 - C(1 + D - \sqrt{D^2+1})}{2 - C(1 + D + \sqrt{D^2+1})}} \tag{2-10}$$

式中，$C = \dfrac{T_{ou} - T_{in}}{T_{p,in} - T_{in}}$，$D = \dfrac{T_{p,in} - T_{p,ou}}{T_{ou} - T_{in}}$；

$T_{p,in}$，$T_{p,ou}$— 热水储层上层和下层的平均温度，℃。本实验$T_{p,in}$和$T_{p,ou}$分别取上、下各 12 个测温点的平均温度值进行计算。

9．U 型换热器内侧对流换热系数

U 型管内表面对流换热系数h_i根据式(2-11)计算

$$h_i = \frac{Nu_i \lambda}{d_i} \tag{2-11}$$

其中，λ— U 型管换热器内水的导热系数，W/(m·K)；

Nu_i— 管内对流换热的 Nu 数，按下式计算[48]

$$Nu_i = 1.86(\mathrm{Re}_i\,\mathrm{Pr})^{\frac{1}{3}}(d_i / H)^{\frac{1}{3}} \tag{2-12}$$

其中，Re_i— 管内 Re 数，$\mathrm{Re}_i = \frac{u_i d_i}{\nu}$；

Pr— 普朗特数，$\mathrm{Pr} = \frac{\nu}{a}$；

u_i— 管内水流速度，$u_i = \frac{4V}{\pi d_i^2}$，m/s；

ν— 水的运动粘度，m^2/s；

a— 水的热扩散系数，m^2/s；

H— U 型管换热段高度，0.6m。

10．U 型换热器管外侧对流换热系数

井下换热器传热过程包括换热器内对流传热、换热器壁面的导热和换热器外的对流传热。但是管外 Nusselt 数未知，无法直接求出外侧对流换热系数，因此需通过总传热系数间接求得。管外对流换热系数h_o可根据总传热系数减去内部对流换热热阻和铜的导热热阻，根据式(2-13)计算

$$h_o = \frac{1}{\frac{1}{K} - \frac{1}{h_i}\frac{d_o}{d_i} - \frac{d_o}{2\lambda_u}\ln\frac{d_o}{d_i}} \tag{2-13}$$

其中，K— 井下换热器的总传热系数，W/m^2；

h_i— U 型管内壁面对流换热系数，W/m^2；

d_i，d_o— U 型管内径、外径，m；

λ_u— U 型管换热器导热系数，W/(m·K)。

2.4 实验误差

本实验的误差为直接测量参数的误差和计算误差，直接测量的是温度和流量的误差，计算的误差为热输出功率Q、管内 Renolds 数 Re、管外侧对流换热系数h_o的误差。

2.4.1 直接测量参数的误差

1．测量温度误差

实验温度测量采用 T 型热点偶，经过标定后的误差为±0.1℃，本实验的温度测量范围在 5-40℃，但是计算流量和管外对流换热系数均用温差，因此本实验的温度测量最大相对误差为

$$\frac{\Delta T_{\max}}{T_{\min}}=\frac{0.2}{5}=4\%$$

2．测量流量误差

本实验流量采用称重法测量，多次测量去平均值后的误差为±3ml/min，实验中的流量范围为 86.41ml/min-781ml/min，因此本实验流量测量的最大相对误差为

$$\frac{\Delta V_{\max}}{V_{\min}}=\frac{3}{86.41}=3.47\%$$

2.4.2 计算求得参数的误差

误差传递理论，即含有n个独立变量的函数$y=f(x_1,x_2,...,x_n)$的误差可表示为[49]

$$\sigma_y^{\ 2}=((\frac{\partial f}{\partial x_1})\sigma_{x_1})^2+((\frac{\partial f}{\partial x_2})\sigma_{x_2})^2+...+((\frac{\partial f}{\partial x_n})\sigma_{x_n})^2 \qquad (2\text{-}14)$$

其中，σ_{x_n}表示第n个独立变量的绝对误差。假设温度和流量的正态误差分布是相互独立的，那么依照式(2-14)可得

$$\sigma_Q^2=(\frac{\partial Q}{\partial T})^2\sigma_T^2+(\frac{\partial Q}{\partial V})^2\sigma_V^2 \qquad (2\text{-}15)$$

两边同除以Q^2，得

$$\left(\frac{\Delta Q}{Q}\right)^2=\left(\frac{\Delta T}{T}\right)^2+\left(\frac{\Delta V}{V}\right)^2 \tag{2-16}$$

两边开方可得

$$\left(\frac{\Delta Q}{Q}\right)=\sqrt{\left(\frac{\Delta T}{T}\right)^2+\left(\frac{\Delta V}{V}\right)^2} \tag{2-17}$$

根据式(2-17)可计算出热输出功率Q的误差为

$$\sqrt{(4\%)^2+(3.47\%)^2}=5.29\%$$

同样地，U 型管换热器管内 Re_i 的相对误差为 3.47%，管外侧对流换热系数 h_o 和 Nu_o 的相对误差为 6.63%，以上误差均在可接受范围内。

2.5 本章小结

为了对流换热增速管对井下换热器传热性能的影响，设计了一套模拟实际工程地热井下换热器的一套实验系统，通过控制储层的温度、换热器入口温度和循环流量的模拟换热过程。本章介绍了实验系统的设计思路，以及各个部分的组成和相应的几何参数。然后说明了实验的具体操作步骤。最后说明了实验所得数据的处理方法和本实验的误差。

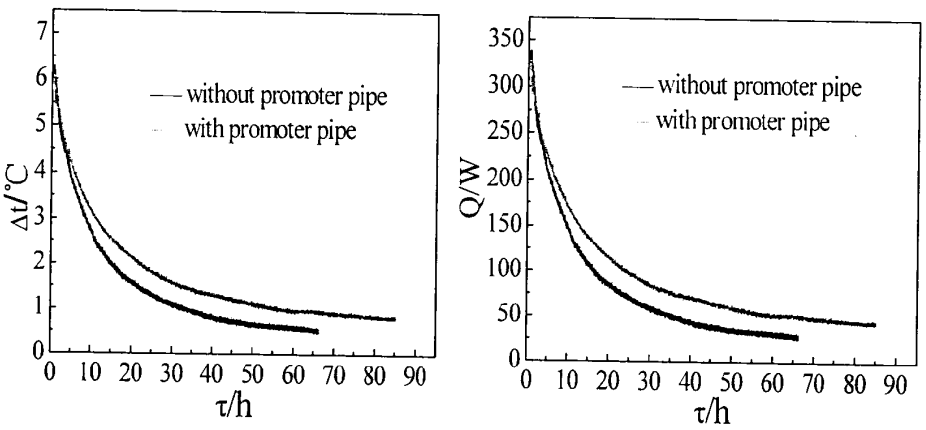
第三章 对流增速管强化井下换热器传热的实验模拟研究

3.1 对比实验数据分析

对比实验就是为了观察井下换热器在增设有对流增速管之后的换热效果。在实验中，井下换热器有、无增速管，增速管的几何尺寸，U 型换热器循环流量，进口温度等均为可变因素，改变其中一种因素即可得出一组对比实验，从中找出对流增速管对换热性能的影响因素。

3.1.1 增设对流增速管后对换热性能的影响

该组对比实验采用长 30cm,外径为 25mm 的增速管，井下换热器内循环流量为 769.89ml/min, 换热器初始入口温度 5℃，热水储层的初始温度为 40℃。图 3-1 显示了井下换热器中有、无对流增速管对出口温度的对比。从图上看出，取热功率和时间不是线性关系，先快后慢，最后趋于稳定。设有对流增速管后，换热器进出口温差和取热功率有明显的改善，主要集中在第 5~70 小时之间，最后都趋于稳定。从开始到第 5 小时之间，换热器的换热刚刚开始，尚未形成足以产生对流的温差，因此在这之间换热主要以导热为主，增速管并未产生一定的效果。慢慢地，换热器周围的水温越来越低，与增速管内的水温差越来越大，引起的密度差越来越大，经过某一温差临界值后，对流突然产生，换热性能开始开始改善。



(a) 增速管对换热器进出口温差的影响　　(b) 增速管对取热功率的影响

图 3-1 对流增速管对换热器出口温度和取热功率的影响

这种对流现象的产生并不能削弱增速管内外的温差，随着换热的进行，这种

温差反而会越来越大，产生的对流现象就会越来越强，对换热性能的改善就会越来越明显。热水储层的温度会随着取热的进行慢慢降低，增速管内外两侧温差越来越小，对流现象也会慢慢减弱，直至停止。经过足够长的时间后会接近换热器入口温度，换热器的输出功率也会慢慢降低，直至稳定。

与换热器进出口温差和取热功率相似，在实验的整个过程内增设对流增速管的换热器管外侧的对流换热系数始终比未设增速管的系统高，如图 3-2 所示。未设对流增速管的管外侧对流换热系数开始急剧下降，直到大约第六个小时后，骤然变小，由于没有增速管，对流停止，换热变差。而对于带有增速管的系统管外侧对流换热系数在实验起初阶段与未设有增速管的相差不大，但是由于对流涡处于动态平衡中，致使管外侧对流换热系数在局部产生较强烈的抖动，整个过程来看平缓下滑。从另一方面说明对流增速管在加强对流，强化传热方面起到了显著的作用。

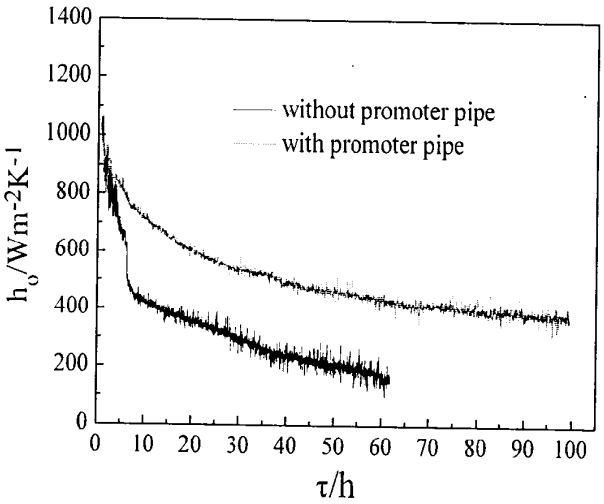
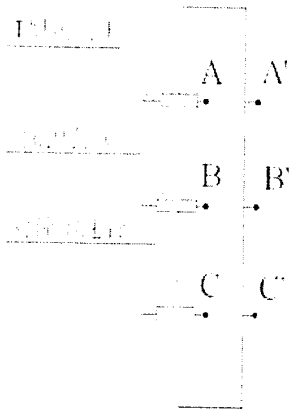
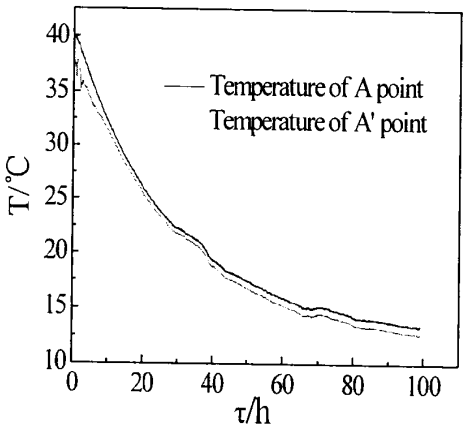


图 3-2 对流增速管对管外侧对流换热系数的影响

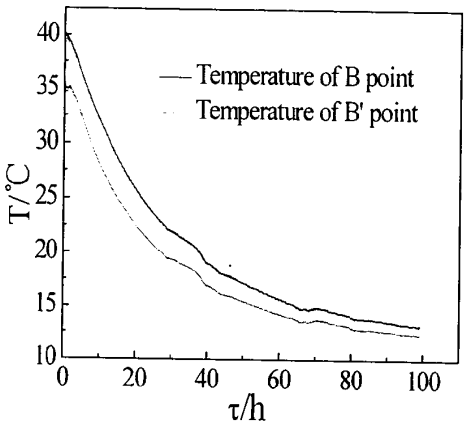
为了对增速管内外产生的对流现象一探究竟，观察增速管内外温度的差异是非常必要的。图 3-3(a)为对流增速管内外两侧热电偶竖直布置图。图 3-3(b)-(d)为对流增速管内外两侧同一水平位置上两点的温差。从图中能够看出，增速管内部 A、B、C 三点比外部同一水平位置 A'、B'、C'三点的温度都高，但是 A 与 A'两点的温差和 C 与 C'两点温差都很小，在 0.5~0.7℃左右；而 B 与 B'两点的温差相对较大，0.9~4.5℃之间。由于增速管壁的导热系数较低，因此 B 与 B'两点的换热更多是依靠水的导热和对流。又由于 B 与 B'两点的路程较 A 与 A'和 C 与 C'的更大，因此在换热器换热时该两点的温差相对更大。这就也解释了对流现象产生的根源。



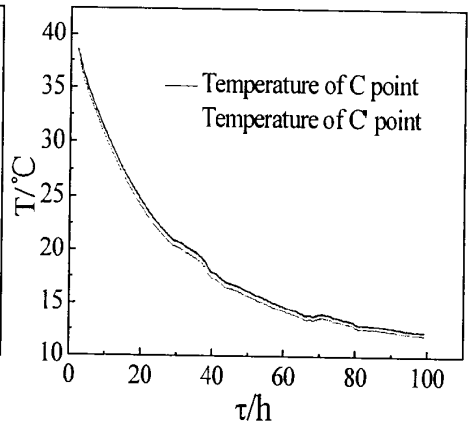
(a) 增速管内外热点偶布置



(b) 增速管内外 A 和 A'点的温差



(c) 增速管内外 B 和 B'点的温差



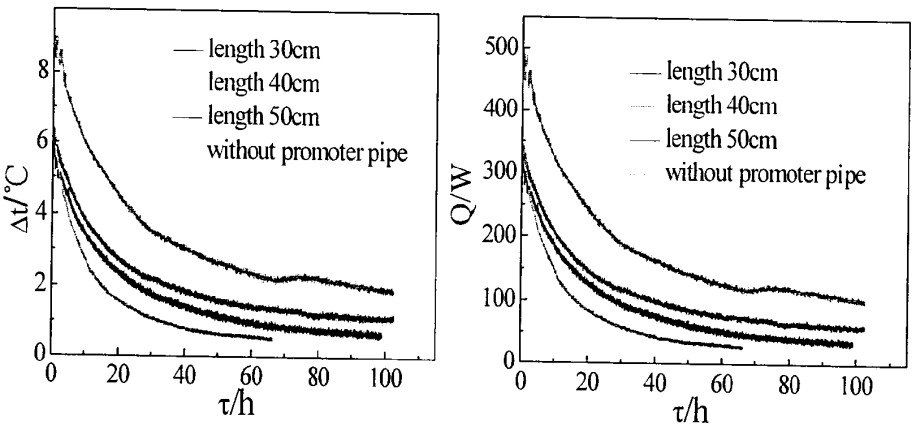
(d) 增速管内外 C 和 C'点的温差

图 3-3 对流增速管内外两侧温差对比

3.1.2 增速管几何尺寸对换热性能的影响

本组对比实验的基本工况为：井下换热器内循环流量为 769.89ml/min，换热器初始入口温度 5℃，热水储层的初始温度为 40℃。实验采用外径 25mm、壁厚 4mm 的增速管三根，长度分别为 30cm、40cm、50cm，均置于井孔内，热水储层的中间。由上面的实验结论能够得出对流增速管确实能够强化井下换热器的换热性能，但是不同几何尺寸的增速管对换热性能的强化程度并不一样。图 3-4 显示了设有三种长度增速管和无增速管下的换热器进出口温差和取热功率。由图中能够看出，三种增速管的工况的换热性能均优于无增速管工况的换热性能，且按照对换热性能的影响排列由大到小的增速管长度依次为 40cm，50cm，30cm。设有长 40cm 的增速管后的换热性能最好，而且远高于另两种。如果增速管太短，产生的对流只是局限在局部，甚至不能产生对流，这样不仅不能改善换热性能，还会增加热阻，对传热造成阻碍；而如果增速管太长，接近储层的厚度，这时虽

然增速管内外已经形成足够大的温差，但是由于增速管太长，井孔外的热水不能充分的流入对流增速管内，因此不能充分地产生自然对流，也不能很大程度的改善状况。说明不同几何尺寸的增速管对换热有重要影响，实际工程中合理地选择增速管的尺寸对换热性能至关重要。



(a)增速管不同长度对换热器进出口温差的影响 (b) 增速管不同长度对对取热功率的影响

图 3-4 增速管不同长度对换热器出口温度和取热功率的影响

如图 3-5 所示，长度是 40cm 的对流增速管在实验的整个过程中管外侧对流换热系数明显高于其他两种长度的的增速管，三种增速管在局部波动都比较强烈，但是整体趋势比较明朗：长度为 30cm 和 50cm 的增速管基本平缓下降，只有长度 40cm 的增速管在平稳下降了约 75 小时之后又经历了一个先升后降的过程。究其原因，是在这个期间内部温度场发生的变化。

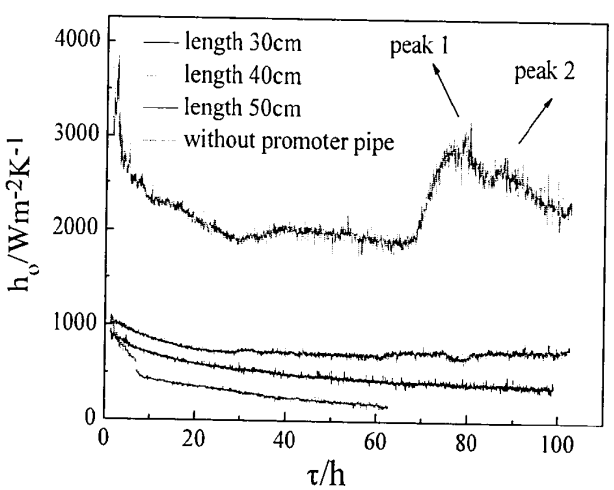
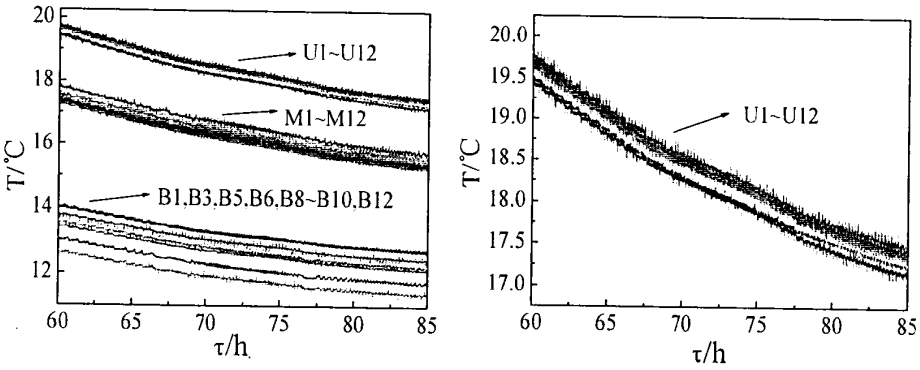


图 3-5 不同长度增速管对管外换热系数的影响

图 3-6(a)显示了热水储层中上、中、下三层热电偶在第 60-85 小时之间的温

度变化，其中上层为 12 支热电偶，U1~U12；中层也为 12 支，M1~M12；下层为 8 支，B1、B3、B5、B6、B8~B10、B12。从图中看出上层热电偶测量的温度最高，上层区域温度波动最小；中层热电偶测量的温度均低于上层结果，温度波动较上层更大；下层热电偶测量的温度最低，且温度波动最大，及说明在实验过程中热储的温度从上到下波动逐渐变大。经过仔细观察发现，三层温度并不是光滑曲线，而在第 70 到 77 小时之间经历了先升后降的变化，如图 3-6 (b)。引起中间温度的改变最大的可能原因就是井孔内外对流涡的涡形在此刻发生改变。



(a)热储内上中下三层温度场的变化　　(b) 热储内上层温度场的变化

图 3-6 热储内温度场的变化

从上层的 12 支热电偶中拿出两支(U11 和 U7)，与同一时间段的管外对流换热系数做以对比观察，如图 3-7(a)。经过观察发现，在管外对流换热系数变化的时候，即出现 peak1 的时候，热电偶的温度也有微微的变化。更重要的是，热电偶测量出来的温度在这个过程中频率发生了变化。如图 3-7(b)所示，热电偶测量出来的温度不是固定不变的，而是有频率的变化，说明稳定后的对流涡也不是固定不动的，而是一直处于动态平衡中，直至被另一种涡形代替。温度变化的频率在第 60~65 小时之间较大，在这段时间内管外对流换热系数总体不变。在第 67.5 小时附近经过了一小段温度无变化过程，然后在大约第 68~76 小时之间经过了一段温度密集变化区域，即此段时间内的温度变化频率非常大，相应的管外对流换热系数处于变大过程，说明此段时间正处于的对流涡的涡形变更过程，为过渡阶段。之后有经历了一小段温度变化的过程。在第 77.5~80 小时之间温度变化的频率回复正常，管外对流换热系数几乎平稳，但是频率值与先前的第 60~65 小时间的频率值已然发生了变化，证明了此时的对流涡涡形已经稳定，但是已然发生改变，不再是先前的涡形了。在第 80~85 小时之间温度变化频率又变大，而这次对流换热系数开始下降，说明这次变化后的涡形使换热性能降低，换热效果变差。引起涡形改变的根本原因依然是在换热器换热的过程中，热储中内部温度场的变化引起的密度场的变化，致使产生的自然对流发生改变，带来的换热性能在短时

间内变大。由于两根热电偶测量出的温度变化规律基本一致，所以能够断定该变化不是某支热电偶的误差所造成，而是内部流动规律本身理应如此。

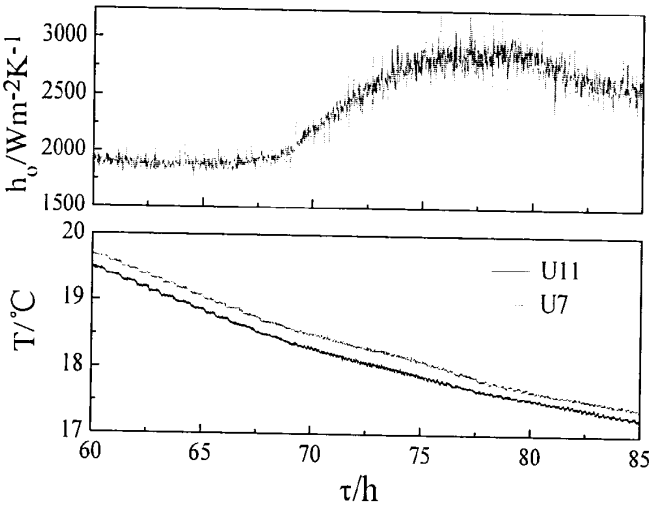


图 3-7(a) 热储上层两根热电偶测量温度变化与管外对流换热系数变化在第 60~85 小时间的对应关系

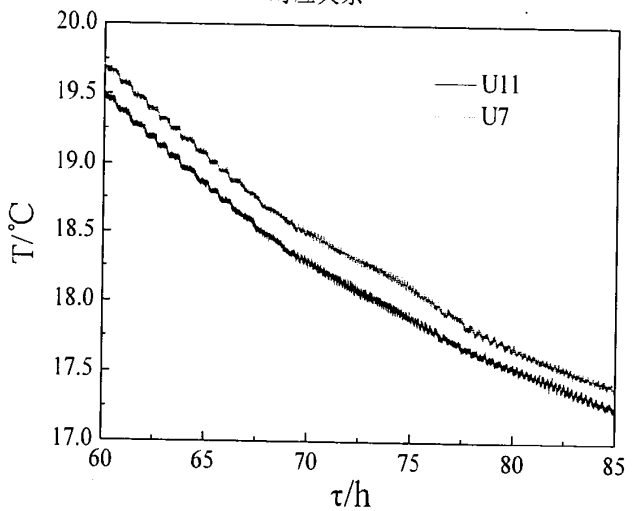


图 3-7(b) 热储上层两根热电偶测量温度在第 60~85 小时间的变化

图 3-5 中管外对流换热系数在第 85 小时之后又经历了一个上升和下降的过程，即 peak2，但是变化起伏比第一次小，可见图 3-8(a)。在第 85~90 小时之间温度变化的频率波形发生改变，如图 3-8(b)。即热储内的对流涡的涡形又发生改变，致使换热性能改变。在第 93 小时之后波形不再变化，管外对流换热系数也基本稳定，一种新对流涡的涡形占据了“统治”地位，并处于动态平衡中。

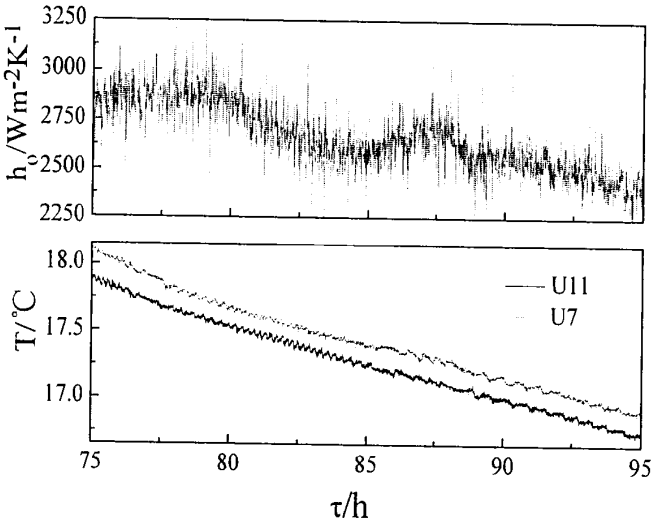


图 3-8(a) 热储上层两根热电偶测量温度变化与管外对流换热系数变化在第 75~95 小时间的对应关系

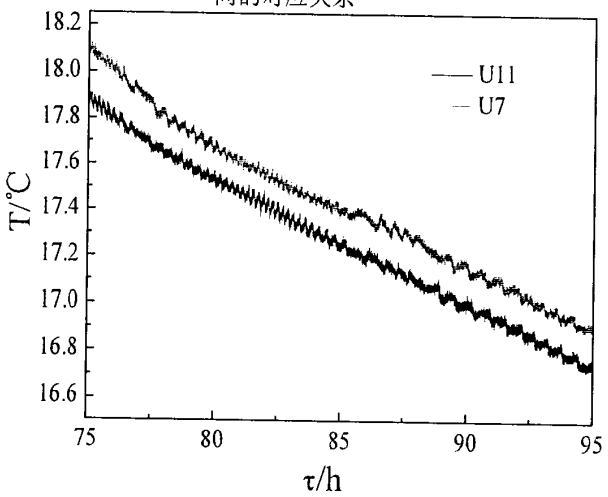
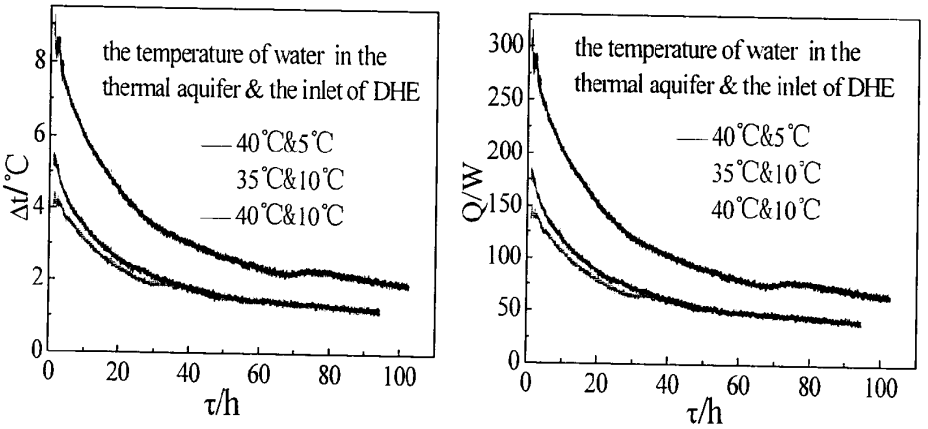


图 3-8(b) 热储上层两根热电偶测量温度在第 75~95 小时间的变化

3.1.3 换热温差对换热性能的影响

本组对比实验工况为：换热器循环流量为 484.76ml/min，均采用长 30cm 的增速管，置于井孔内，热水储层的中间。热水储层的初始温度和换热器进口的初始温度为 40℃和 5℃，35℃和 10℃，40℃和 10℃三个组合，△T 分别为 35℃，25℃，30℃。图 3-9 为不同换热温差对换热器进出口温差和取热功率的影响。在有对流增速管的影响下，虽然每个工况下取热功率都有相应的提高，换热得到改善，但是在不同温差下的改善程度不一样，即对流增速管的“贡献”并不一样。，原因在于不同的换热温差所引起的井内自然对流现象并不相同。从图中看出，温

差越大取热功率越大，换热效果越好，但是获取更大温差也需要更多能量的输入。因此在实际工程中就需要衡量每种条件下输入能量和输出能量的经济性。



(a) 不同换热温差对换热器进出口温差的影响 (b) 不同换热温差对取热功率的影响

图 3-9 不同换热温差对换热器进出口温度和取热功率的影响

图 3-10 显示了系统不同的换热温差对 U 型换热器管外侧对流换热系数的影响。温差越大，管外侧对流换热系数越大，40℃和 5℃这种工况下的换热系数最高，但是优势较劣于增速管的长度带来的优势。不同于换热器进出口温和取热功率的是，35℃和 10℃时的工况下的管外侧换热系数在第 30 小时之后超过了 40℃和 10℃的工况下的管外侧的换热系数，这点说明取热功率和管外侧的换热系数并不是单调的关系。

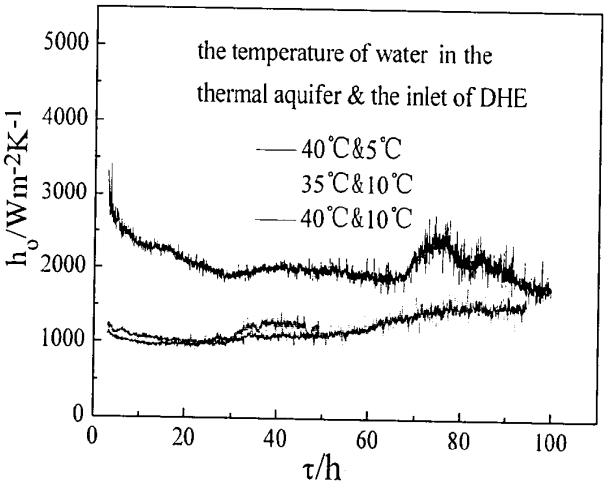
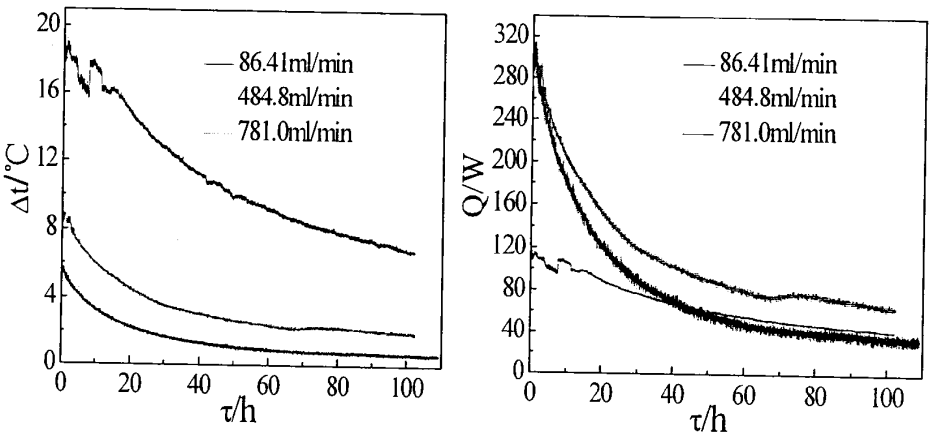


图 3-10 不同换热温差对管外对流换热系数的影响

3.1.4 不同循环流量对换热性能的影响

本实验的工况为：采用长 30cm 的增速管，置于井孔内，热水储层的中间。U 型换热器的初始进口温度为 5℃，热水储层的初始温度为 40℃。井下换热器的流量控制在 86.41ml/min，484.8ml/min，781.0ml/min。如图 3-11(a)所示，在 U 型换热器初始入口温度和储层温度一样的条件下，流量的改变势必会引起换热器进出口温差的改变，流量越大，换热越快，换热器进出口温差越小。而流量的增大是以水泵耗功的增多作为代价的，因此未必能够获得更好的经济性。而取热功率是循环流量、换热器进出口温差和水的比容的乘积，因此进出口温差大情况获得的取热量不一定更大。如图 3-11 (b)所示，当循环流量为 484.8ml/min 的时候，获得的热功率最大，因此取热功率与循环流量不是成正比的关系。当流量较小时，换热器出口温度较大，也就意味着循环水能够直接送入用户，不必经过热泵来提升温度，但此时热功率输出较低，因而只能承受有限的热负荷。通过增大流量获得较高热输出时，将以降低出口温度为代价，而确定两种模式在经济性上的优劣则需对供暖负荷和水泵与机组的耗电等方面进行全面考虑。



(a)换热器不同流量进出口温差的影响　　(b)换热器不同流量对取热功率的影响

图 3-11 不同循环流量对换热器出口温度和取热功率的影响

图 3-12 显示了在三种循环流量下管外侧的对流换热系数，与取热功率相似，流量为 484.8ml/min 时，管外侧对流换热系数最大，但是整个过程中的波动也最大，说明这个流量下的对流现象十分明显，而且不稳定。而另两种流量下的管外对流换热系数较稳定，但是平均值却远小于上一种。流量为 781.0ml/min 工况下的管外侧对流换热系数只是在整个实验过程的前 20 个小时高于流量 86.41ml/min 下的对流换热系数，之后两者几乎相等。

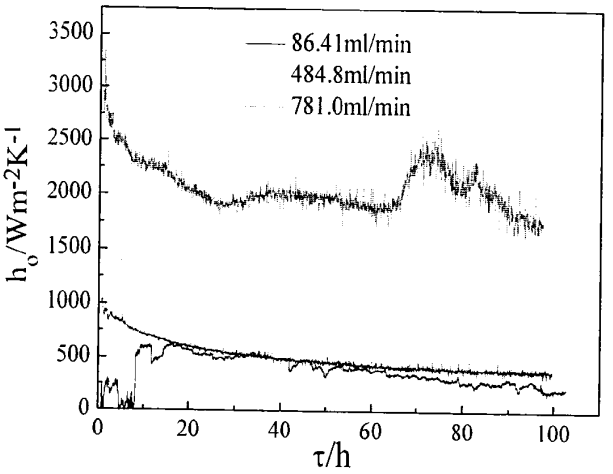


图 3-12 不同循环流量对管外侧对流换热系数的影响

3.2 本章小结

本章通过一些对比实验模拟，总结得到了系统在增设对流换热增速管后换热器进出口温差和取热功率均有所改善，管外侧的对流换热系数也有所提高，证明了对流增速管在有效地组织系统内的自然对流起到了关键作用，从而也能给予工程以参考作用。

此外，对流增速管的几何尺寸对换热器传热性能的影响至关重要。不同尺寸的增速管对出口温度和取热功率有着很大的差异，因此在实际工程中，找寻合适的增速管尺寸对提高换热的经济性也起到重要作用。

装有对流增速管的系统，换热温差和不同的循环流量都会对换热器进出口温差和换热器的取热功率产生一定影响。换热器入口和热储中水的温差不同会直接导致对流增速管产生的对流现象不同，对取热量的影响也会有所差异。实际工程中地质状况会因地而异，不同深度的地下水温也不同，井越深水温越高，但是钻井的费用也更多。而取热功率的输出与循环流量不成单调关系，循环流量的增加会带来出口温度的降低，不一定能带来取热量和管外换热系数的升高，而且改变流量是通过改变水泵的耗功达到的。因此在地热井下换热器的实际工程中无论是从提高换热温差方面考虑，还是从循环流量方面下手，都要从经济性、可行性等多方面综合考虑。

第四章 对流增速管强化井下换热器传热的理论模拟研究

本章建立了实际工程中地下热储中纯流体和多孔介质的自然对流的换热的模型，并采用格子玻尔兹曼方法(Lattice Boltzmann Method，简称 LB M)数值计算方法进行高效地理论模拟，计算出整个有流体和多孔介质界面换热空间内的流场、温度场以及对流换热 Nu 。本章首先分析了纯流体和多孔介质之间界面的处理，然后建立了该换热方式的物理模型和 LBM 模型，采用 LBM 对上述模型求解的具体实施步骤，并通过已发表论文验证了该求解方法的正确性，并对模拟结果进行了分析。

4.1 多孔介质和纯流体之间的界面处理

处理既有自由流体空间又有多孔介质非均质结构下的主要困难，在于处理自由流体和多孔介质之间的界面问题[50]。Beavers 和 Joseph 研究了界面条件[51]，他们写出了自由流体和多孔介质各自遵循的控制方程，即 Navier—Stocks 和 Darcy 方程。在界面上应用了半经验滑移条件来满足两边的控制方程，Vafai 和 Kim 推导出该模型的结论[52]。此后 Ochoa-Tapia 和 Whitaker 根据体平均的方法推导出界面上的应力跳跃[53]。应力跳跃的条件意味着在界面上平均速度是连续的，平均速度的斜率会有变化。基于 Ochoa-Tapia 和 Whitaker 推导出的界面应力跳跃的条件，Silva 和 de Lemos 在直角坐标系中采用有限容积法实施了有关的数值模拟，但直角坐标在处理复杂几何外形的时候比较困难[54]。Martys 假设界面上的速度和应力连续，用格子 Boltzmann 方法模拟了管道中的部分填充多孔介质的流动[55]。随后，Guo 和 Zhao 扩展了这项研究，他们将由多孔介质引起的线性和非线性的拖拽力加入到格子 Boltzmann 方程中[56]。本章的理论模拟中，在纯流体和多孔介质之间的界面处理就是基于界面应力的条件，用 LBM 模拟了不同 Ra 数、Da 数和孔隙率下的自然对流，观察对流增速管在理论模拟中的作用。在界面上的处理如下[57]：

$$u_t\big|_{porous} = u_t\big|_{fluid} \tag{4-1}$$

$$\frac{1}{\varepsilon}\frac{\partial u_t}{\partial n}\bigg|_{porous} - \frac{\partial u_t}{\partial n}\bigg|_{fluid} = \frac{\beta}{\sqrt{K}}u_t\bigg|_{interface} + \frac{\beta_1}{\nu}u_t^{\,2}\bigg|_{interface} \tag{4-2}$$

$$u_n\big|_{porous} = u_n\big|_{fluid} \tag{4-3}$$

$$\frac{1}{\varepsilon}\frac{\partial u_n}{\partial n}\bigg|_{porous} - \frac{\partial u_n}{\partial n}\bigg|_{fluid} = 0 \tag{4-4}$$

式中，u_t 为平行于界面的速度分量大小，u_n 为垂直于界面的速度分量大小。n 为垂直于界面的方向，t 为平行于界面的方向。K 为渗透系数，ν 为流体的运动粘度。β 和 β_1 为应力跳跃参数，在目前的研究中，该两个参数的值均为-1.0~+0.7。

4.2 物理模型

该模型起源于地热井下换热器系统，应具备井孔内的纯流体和井孔外的多孔介质区域。但是为了搭建模型和计算的方便，本文理论模拟暂不考虑井下换热器的传热量，将井下换热器部分处理成恒壁温，从计算得到的结果能够看出井内和热水储层中的速度场和温度场。

如图 4-1 所示，该模型为矩形方腔，方腔的顶部、底部和左侧均为封闭的固体壁面，速度为零，无滑移边界。系统内的温度均用无量纲温度表示。左侧为第一类边界条件，壁温为常数，设为零。顶部和底部的边界条件均为绝热。方腔的右侧开口，设此处的水平方向的速度梯度为零，且当速度大于零，即流体流出方腔时，此处温度梯度也为零；而当该边界处流体速度小于零，即流体流入方腔时，流体为常温，设为 1。方腔内部左侧为纯流体区域，右侧部分垂直填充多孔介质，lx1 为左侧纯流体区域的宽度，lx2 为右侧多孔介质区域的宽度。

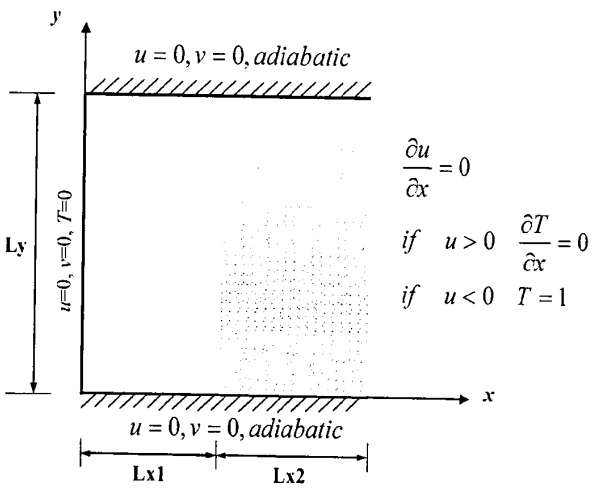


图 4-1 边界条件和部分填充多孔介质

4.3 格子 Boltzmann 模型

4.3.1 自由流体和多孔介质内部的处理

本文采用双分布函数来模拟流场和温度场。在方腔内部，流动和温度的两个分布函数 f_i 和 g_i 的动力学方程表示如下：

$$f_i(\bar{x}+\Delta\bar{x},t+\Delta t)=f_i(\bar{x},t)-\frac{1}{\tau_f}\left[f_i(\bar{x},t)-f_i^{eq}(\bar{x},t)\right]+\Delta t\overline{F_i} \tag{4-5}$$

$$g_i(\bar{x}+\Delta\bar{x},t+\Delta t)=g_i(\bar{x},t)-\frac{1}{\tau_g}\left[g_i(\bar{x},t)-g_i^{eq}(\bar{x},t)\right] \tag{4-6}$$

其中 Δt 为时间增量；τ_f 和 τ_g 均为无量纲松弛时间，$\overline{F_i}$ 是由于多孔介质存在和外力而造成的体积力，在本文中表示为由于温差导致密度变化而产生的浮升力，由下式给出：

$$\overline{F_i}=-\frac{\varepsilon\nu}{K}\bar{u}-\frac{1.75}{\sqrt{150\varepsilon K}}\left|\bar{u}\right|\bar{u}+\varepsilon\overline{G} \tag{4-7}$$

ε 为孔隙率，K 为渗透系数。式(4-5)和(4-6)中的 f^{eq} 和 g^{eq} 分别为流动和温度的平衡状态，他们由如下公式给出：

$$f_i^{eq}=\rho\omega_i\left[1+3\bar{u}\cdot\bar{c}_i+\frac{9}{2}(\bar{u}\cdot\bar{c}_i)^2-\frac{3}{2}\bar{u}\cdot\bar{u}\right] \tag{4-8}$$

$$g_i^{eq}=T\rho\omega_i\left[1+3\bar{u}\cdot\bar{c}_i+\frac{9}{2}(\bar{u}\cdot\bar{c}_i)^2-\frac{3}{2}\bar{u}\cdot\bar{u}\right] \tag{4-9}$$

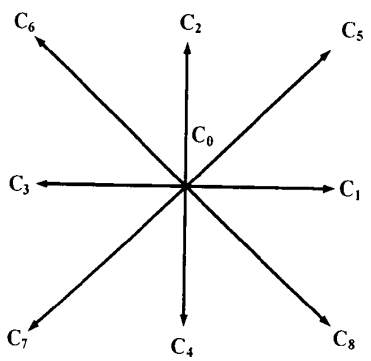


图 4-2 LBM 中 D2Q9 模型的基本格子形势

本文采用D2Q9模型，每个方向速度矢量的表示可见图4-2。F_i的信息在i=0-8这9个方向分别被存储下来。F_i表示在i(i=0-8)方向液体分子移动的数量。只有在i=0时，即f_0是根本没有移动的，而f_1, f_2, f_3, f_4的移动速度均为1，f_5, f_6, f_7, f_8的移动速度均为$\sqrt{2}$。具体的格子速度矢量可见式(4-10)，

$$\overline{c_i}=\begin{cases}(0,0), & i=0\\ \left(\cos\left[(i-1)\pi/2\right],\sin\left[(i-1)\pi/2\right]\right), & i=1,2,3,4\\ \sqrt{2}\left(\cos\left[(i-5)\pi/2\right],\sin\left[(i-5)\pi/2+\pi/4\right]\right), & i=5,6,7,8\end{cases} \tag{4-10}$$

式(4-8)和(4-9)中的ω_i在D2Q9的模型中为常数，可见式(4-11)，

$$\omega_i=\begin{cases}\dfrac{4}{9}, & i=0\\ \dfrac{1}{9}, & i=1,2,3,4\\ \dfrac{1}{36}, & i=5,6,7,8\end{cases} \tag{4-11}$$

方腔内各点的密度和速度满足式(4-12)和(4-13)，

$$\rho=\sum_{i=0}^{8}f_i \tag{4-12}$$

$$\rho\overline{u}=\sum_{i=0}^{8}f_i\overline{c_i}+\frac{\Delta t}{2}\rho\overline{F} \tag{4-13}$$

式(4-13)为非线性方程，已经由郭等人求解出来[58]，如式(4-14)，

$$\overline{u}=\frac{\overline{v}}{c_0+\sqrt{c_0^{\,2}+c_1\left|\overline{v}\right|}} \tag{4-14}$$

其中$\overline{v}$为虚拟速度，$\rho\overline{v}=\sum_{i=0}^{8}f_i\overline{c_i}+\frac{\Delta t}{2}\varepsilon\rho\overline{F}$。$c_0$和$c_1$为两个参数，$c_0=\frac{1}{2}\left(1+\varepsilon\frac{\Delta t}{2}\frac{\nu}{K}\right)$，$c_1=\varepsilon\frac{\Delta t}{2}\frac{C_F}{\sqrt{K}}$，其中$C_F=1.75/\sqrt{150\varepsilon^3}$。

4.3.2 界面边界条件的处理

界面边界条件要符合方程(4-5)和方程(4-6)。在目前的研究中界面的处理已经采用了应力跳跃的边界条件[53]。在传统的诸如有限差分、有限容积的离散化方法中，通过离散速度区域就能计算出动量的增量，因此，恰当的速度边界条件能自动保证界面附近的动量增量的正确性。然而在 LBM 中，只有 f_i 的方程能够解出来，而且速度的边界条件不能够保证多孔介质区域的正确性，因此需要附加给出一个正确的边界条件来保证界面附近动量增量的正确性。考虑到界面处的应力跳跃，在自由流体一边，界面处的速度梯度可由向后二阶差分得到；在多孔介质一边，界面处的速度梯度可由向前二阶差分得到[59]，

$$\left.\frac{\partial u}{\partial x}\right|_{fluid}=\frac{3u_{\text{int}}-4u_{\text{int}-1}+u_{\text{int}-2}}{2\Delta x} \tag{4-15}$$

$$\left.\frac{\partial v}{\partial x}\right|_{fluid}=\frac{3v_{\text{int}}-4v_{\text{int}-1}+v_{\text{int}-2}}{2\Delta x} \tag{4-16}$$

$$\left.\frac{\partial u}{\partial x}\right|_{porous}=\frac{-3u_{\text{int}}+4u_{\text{int}+1}-u_{\text{int}+2}}{2\Delta x} \tag{4-17}$$

$$\left.\frac{\partial v}{\partial x}\right|_{porous}=\frac{-3v_{\text{int}}+4v_{\text{int}+1}-v_{\text{int}+2}}{2\Delta x} \tag{4-18}$$

这里 u_{int} 指界面上流体在 x 方向的速度，v_{int} 是指界面上流体在 y 方向的速度，下脚标 int 表示界面上的格子点，int-1 和 int-2 分别表示界面左侧的第一个和第二个格子点。Int+1 和 int+2 表示界面右侧的格子点。Δx 为格子步长。将式(4-15)- (4-18)代入(4-2)和(4-4)中，即可得到：

$$\frac{1}{\varepsilon}\frac{-3v_{\text{int}}+4v_{\text{int}+1}-v_{\text{int}+2}}{2\Delta x}-\frac{3v_{\text{int}}-4v_{\text{int}+1}+v_{\text{int}+2}}{2\Delta x}=\frac{\beta}{\sqrt{K}}v_{\text{int}}+\frac{1}{v}\beta_1 v_{\text{int}}^2 \tag{4-19}$$

$$\frac{1}{\varepsilon}\frac{-3u_{\text{int}}+4u_{\text{int}+1}-u_{\text{int}+2}}{2\Delta x}-\frac{3u_{\text{int}}-4u_{\text{int}+1}+u_{\text{int}+2}}{2\Delta x}=0 \tag{4-20}$$

通过式(4-19)和(4-20)即可求出界面上的速度，从而把界面上的速度作为第一类边界条件给出。在目前的研究中，郭等人用非平衡外插的方法解决了第一类边界条件[60]：

$$f_i\left(x_{\text{int}}\right)-\overline{f_i}^{eq}\left(x_{\text{int}}\right)=f_i\left(x_f\right)-\overline{f_i}^{eq}\left(x_f\right) \tag{4-21}$$

其中 x_{int} 为界面边界上速度，x_f 为距离界面最近的格子点。这样界面上格子点的平衡态函数就能表达出来：

$$f_i^{eq}\left(x_{\text{int}}\right)=\rho\omega_i\left[1+3\overline{u}\left(x_{\text{int}}\right)\cdot\overline{c}_i+\frac{9}{2}\left(\overline{u}\left(x_{\text{int}}\right)\cdot\overline{c}_i\right)^2-\frac{3}{2}\overline{u}\left(x_{\text{int}}\right)\cdot\overline{u}\left(x_{\text{int}}\right)\right] \tag{4-22}$$

方腔右侧为开口边界，因此需要特殊的处理。右侧边界局部速度梯度设为零。此外假定，当流体流入方腔时，流体的温度应为无穷远处多孔介质内流体的温度，即为周围热储中的流体温度；当流体流出方腔中，由于没有热量传递，温度梯度可以忽略不计，即为绝热的边界条件[61]。

4.3.3 计算求解步骤

如第一章所说，LBM 的方法是需要经过每次的碰撞和梳理迭代求解，具体的求解步骤如下：

(1) 给计算方腔内流动需要的参数赋予假定初始值，如 Ra、Da、ε 等；
(2) 赋值格子 Boltzmann 计算所需参数 c_i、ω_i、τ_f、τ_g；
(3) 根据步骤(1)和步骤(2)中的参数给速度和温度赋予初值，并根据(4-8)和(4-9)计算纯流体区域和多孔介质区域所有点的初始平衡态函数 f^{eq} 和 g^{eq}；
(4) 根据(1-6)分别进行纯流体区域和多孔介质区域内部各个格子点的碰撞计算，并采用非平衡外插格式进行边界格子点的碰撞计算，碰撞时加上式(4-7)给出的力项；
(5) 根据(1-7)式分别进行纯流体区域和多孔介质区域内部各个格子点的梳理；
(6) 根据式(4-12)和(4-13)计算得到两个区域内部各点密度和速度的新值；同理能够计算出两个区域内部各点的温度值；
(7) 根据图 4-1 所示的边界条件可得到方腔外围边界上各点的速度和温度的新值；
(8) 根据式(4-19)和(4-20)求出纯流体区域和多孔介质区域之间界面上各点的新的速度值；根据该界面两侧的对流换热量相等这一关系，能够求出该界面上各点的新的温度值；
(9) 判断收敛的条件：$\dfrac{\left|\sum_{ij}\rho_{ij}^{(n+1)}-\sum_{ij}\rho_{ij}^{(n)}\right|}{\sum_{ij}\rho_{ij}^{(n)}}\le 10^{-9}$；
(10) 由步骤(6)- (8) 得到的所有点的速度和温度的新值可根据(4-8)和(4-9)重新计

算纯流体区域和多孔介质区域所有点的初始平衡态函数 f^{eq} 和 g^{eq}；从而进行下一次的碰撞和梳理过程，然后得到下一次各点的新的速度和温度；

(11)重复步骤(3)- (9)，直至步骤(9)中收敛的条件得到满足为止，得到最终方腔各点的速度和温度。

4.4 验证程序的正确性

验证程序应用的模型为矩形方腔右侧开口，其他三边均为固体壁面，方腔内填充满多孔介质。如图 4-3 所示，固体壁面上均为无滑移边界，右侧开口处的速度边界为速度在 x 方向的导数为零；方腔的顶部和底部都采用绝热的温度边界条件(第二类边界条件)，左侧为恒壁温(第一类边界条件)，温度为无量纲温度 1。当流体流入腔体中时，假定右侧边界温度无量纲温度 0，当流体流出腔体时，右侧边界采用绝热的边界条件。初始时刻系统只有左侧壁面温度为 1，其余各点温度均为 0。

用本文程序模拟了 $\Pr=1$，$Da=0.01$ 时，$Ra=10^3$、$Ra=10^4$、$Ra=10^5$、$Ra=10^6$ 和孔隙率 $\varepsilon=0.4$、$\varepsilon=0.6$、$\varepsilon=0.9$ 几种参数下的温度场和流场，以及左侧壁面出的平均努赛尔数 $\overline{Nu}$。随着 Ra 的增加，划分的格子数也应增加，才能更加精确的计算内部的流场和温度场，因此当 $Ra=10^3$ 和 $Ra=10^4$ 时，采用 101*101 的格子数；当 $Ra=10^5$ 时采用 151*151 的格子数；当 $Ra=10^6$ 时采用 201*201 的格子数。

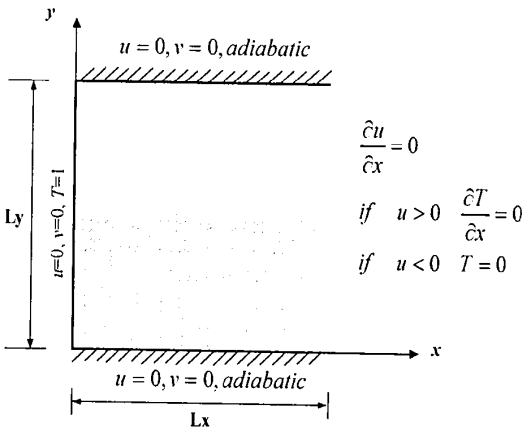


图 4-3 验证程序的模型

1.验证流场

图 4-4(a)为 A. Haghshenas, M. Rafati Nasr[61]等人在$Da=0.01$，$\varepsilon=0.9$时$Ra=10^3$、$Ra=10^4$、$Ra=10^5$的三种Ra下得到的流场模拟结果。图 4-4(b)为本文的程序模拟出相同参数下的流场分布图。经过仔细对比发现，本文程序模拟出来的结果与已有文献中的结果有比较一致。

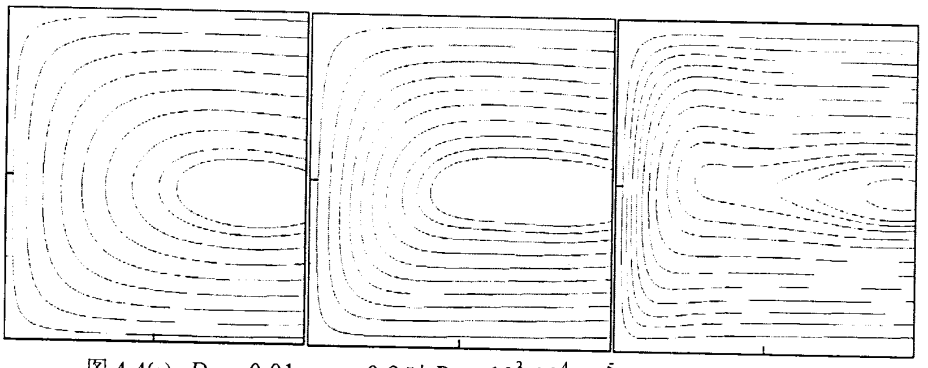


图 4-4(a) $Da=0.01$，$\varepsilon=0.9$时$Ra=10^3,10^4,10^5$的流场(A. Haghshenas 等)

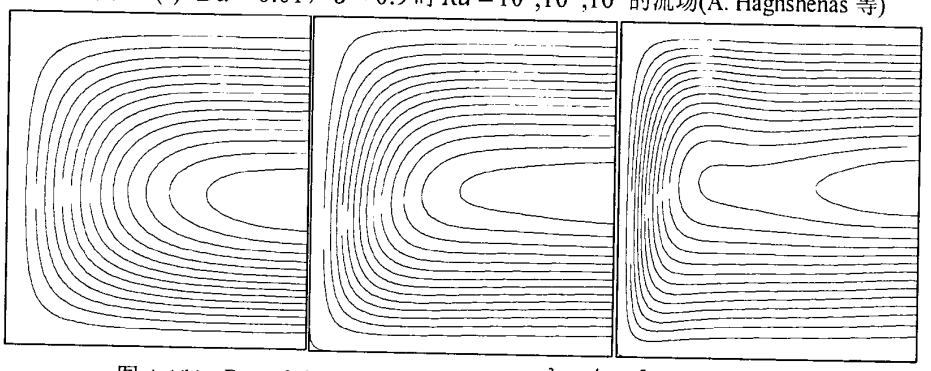


图 4-4(b) $Da=0.01$，$\varepsilon=0.9$时$Ra=10^3,10^4,10^5$的流场(Present)

图 4-5(a)为 A. Ha ghshenas, M. Rafati Nasr 等人在$Da=0.01$，$Ra=10^6$时，$\varepsilon=0.4,0.6$两种情况下的流场图。图 4-5(b)为本文的程序模拟出相同对应参数下的流场分布图。经过仔细对比发现，本文程序模拟出来的结果与已有文献中的结果有良好的吻合性。

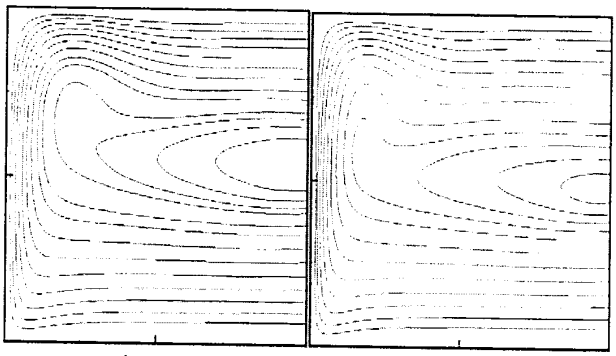


图 4-5(a) $Ra=10^6$， $Da=0.01$ 时 $\varepsilon=0.4,0.6$ 的流场(A. Haghshenas 等)

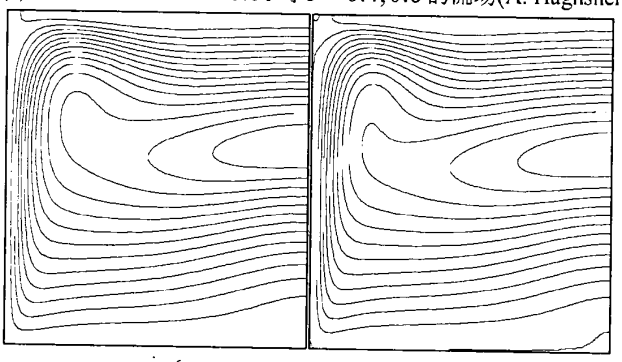


图 4-5(b) $Ra=10^6$， $Da=0.01$ 时 $\varepsilon=0.4,0.6$ 的流场(Present)

2.验证温度场

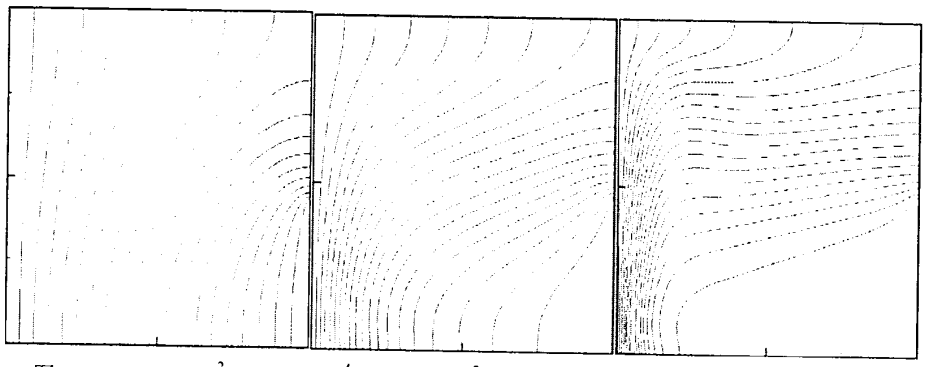


图 4-6(a) $Ra=10^3$、 $Ra=10^4$、 $Ra=10^5$ 的温度场(A. Haghshenas, M. Rafati Nasr)

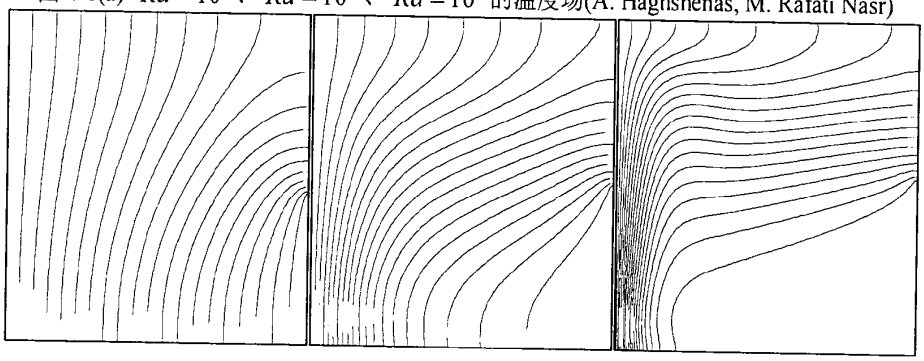


图 4-6(b) $Ra=10^3$、 $Ra=10^4$、 $Ra=10^5$ 的温度场(present)

图4-6(a)为A. Haghshenas, M. Rafati Nasr等人在$Ra=10^3$、$Ra=10^4$、$Ra=10^5$的三种Ra下得到的温度场模拟结果。图 4-6(b)为本文的程序模拟出相同参数下的温度场分布图。图4-7(a)为A. Haghshenas, M. Rafati Nasr等人在$Da=0.01$，$Ra=10^6$时，$\varepsilon=0.4,0.6$两种情况下的流场图。图 4-7(b)为本文的程序模拟出相同对应参数下的流场分布图。经过详细对比发现，本文程序模拟出来的温度场与已有文献中的所得出的温度场分布有良好的吻合性。

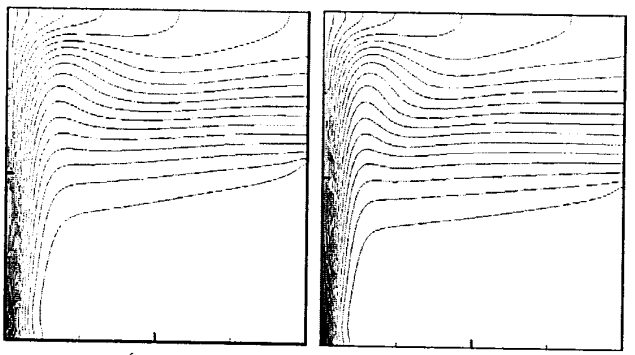


图4-7(a) $Ra=10^6$，$Da=0.01$时$\varepsilon=0.4,0.6$的流场(A. Haghshenas 等)

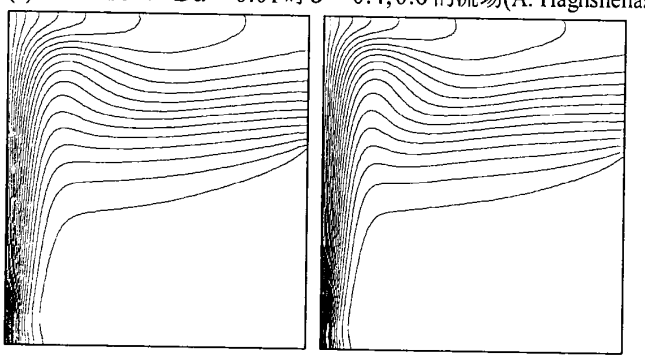


图4-7(b) $Ra=10^6$，$Da=0.01$时$\varepsilon=0.4,0.6$的流场(Present)

3.验证方腔左侧平均努赛尔数$\overline{Nu}$

表4-1、4-2和4-3分别显示了在$Da=0.01$时，$Ra=10^3$、$Ra=10^4$、$Ra=10^5$、$Ra=10^6$和$\varepsilon=0.4$、$\varepsilon=0.6$、$\varepsilon=0.9$几种参数下，本文模拟的方腔左侧的平均努赛尔数$\overline{Nu}$与已有文献的比较。发现本程序模拟的结果稍微高于目前文献中的值，但相对误差在0.12%-4.5%，在可接受的范围内。

表4-1 本文模拟方腔左侧平均努塞尔数 $\overline{Nu}$ 与已有文献比较($\varepsilon = 0.4$)

	$\overline{Nu}$	
Ra	**present**	**A. Haghshenas**
10^3	0.837	0.836
10^4	1.564	1.541
10^5	4.319	4.294
10^6	9.231	9.432

表4-2 本文模拟方腔左侧平均努塞尔数 $\overline{Nu}$ 与已有文献比较($\varepsilon = 0.6$)

	$\overline{Nu}$	
Ra	**present**	**A. Haghshenas**
10^3	0.851	0.848
10^4	1.783	1.731
10^5	5.096	5.032
10^6	10.702	11.211

表4-3 本文模拟方腔左侧平均努塞尔数 $\overline{Nu}$ 与已有文献比较($\varepsilon = 0.9$)

	$\overline{Nu}$	
Ra	**present**	**A. Haghshenas**
10^3	0.859	0.853
10^4	2.017	1.922
10^5	5.899	5.777

通过与现有文献对比多种参数下的流场、温度场和方腔左侧平均努赛尔数 $\overline{Nu}$，可证实本程序模拟得出的结论正确，验证了本程序的正确性，同时也从侧面证明了用 LBM 方法模拟计算流场和温度场是正确的，从而为下文准确模拟地下热水储层的流场和温度场，获得正确数据打下基础。

4.5 数值模拟结果

根据本章 4.2 节所建的物理模型及其边界条件和 4.3 节介绍的 LBM 模型及其实施步骤，能够计算出该模型中的流场和温度场，以及方腔左侧的努赛尔数 Nu。

本文通过不同 Ra，Da，孔隙率 ε，n(lx1:lx2)等参数的组合模拟出热储层中的流场、温度场以及腔体左侧的努赛尔数，分析各种参数影响自然对流的流动和换热性能。为了得到不依赖以网格的解和高效率地计算，采用适当的网格数是非常必要的。本文采用了 100*100 的网格数。方腔的宽度和高度的对比是 1:1。

1.温度场

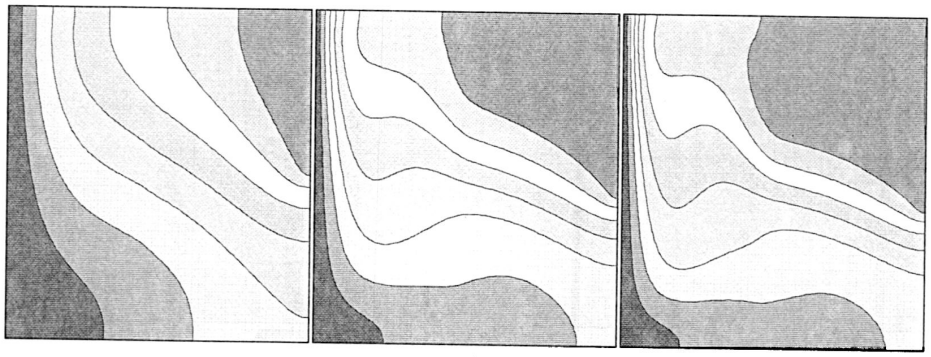


图 4-8(a) 当 $\varepsilon = 0.2$，$Da = 10^{-3}$ 时 $Ra = 10^4, 10^5, 2*10^5$ 的温度场

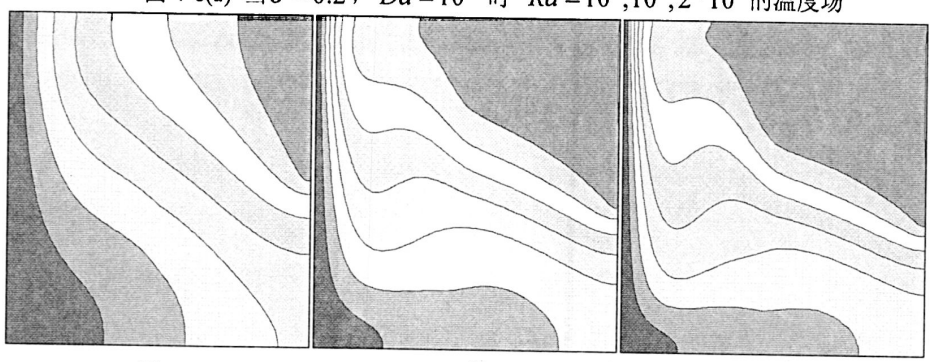


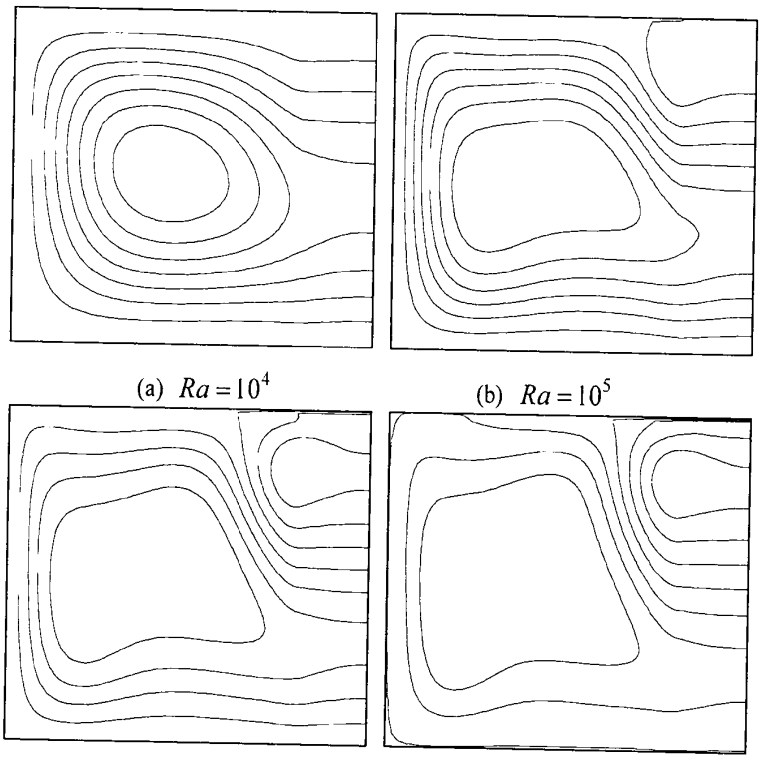
图 4-8(b) 当 $\varepsilon = 0.3$，$Da = 10^{-3}$ 时 $Ra = 10^4, 10^5, 2*10^5$ 的温度场

图 4-8(a)和(b)分别画出了 $\varepsilon = 0.2$ 和 $\varepsilon = 0.3$ 两种情况下，温度场随着不同 Ra 数的变化趋势，$Ra = 10^4, 10^5, 2*10^5$，此时 $Da = 10^{-3}$，$n = 1:1$。从图中能够看出 Ra 和 ε 对温度场的分布均由很大影响。在相同的孔隙率 ε 下，随着 Ra 的变大，自然对流现象变强，高温流体在方腔中所占比例也会变大，温度扩散程度变大，温度场的分布也从平缓逐渐变得紊乱。当 Ra 较小时，不同的孔隙率 ε 对温度场的影响不大；而当 Ra 较大时，随着 ε 的变大，温度场出现了明显的差别，高温流

体扩散程度变大，同样温度场变得紊乱，但这种影响小于 Ra 对温度场的影响。从侧面反映了随着 Ra 和 ε 的变大，热储层中会有更多的地热水涌入换热区域，这样就能提高换热性能。

2.流场

图 4-9 当 $\varepsilon=0.3$，$Da=10^{-3}$，$n=1:1$，时 $Ra=10^4,10^5,2*10^5,3*10^5$ 下的流线图。从图中看出，当 Ra 较小时，流场呈现一个明显的单一的“C”字状循环。然后随着 Ra 的变大，方腔的右上角部分又出现了一个小的“C”字形的流线，如图 4-9(b)所示，说明多孔介质内部的流体单独形成一个小型涡。这两股流体运动方向相反。更小的“C”字处的流体在方腔内的流动似乎有捷径，从方腔中间流入，从右侧的上部流出；而更大的“C”字处的流体则要穿过多孔介质区域，进入纯流体区域，形成循环状，从方腔右侧的下部流出。随着 Ra 的继续变大，自然对流想象愈发强烈，腔体右上角出小“C”处的流体会变多，中间大“C”处的流体会变少，见图 4-9(c)和 4-9(d)，说明地下储层中的“新鲜”热水越来越多的会沿着捷径流出腔体，更少的进入到纯流体区域，与地热井下换热器进行换热。



(a) $Ra=10^4$ (b) $Ra=10^5$

(c) $Ra=2\times10^5$ (d) $Ra=3\times10^5$

图 4-9 当 $\varepsilon=0.3$，$Da=10^{-3}$，$n=1:1$ 时不同 Ra 下的流线图

图 4-10 显示了在$\varepsilon = 0.3$，$Ra = 10^3$时，方腔内纯流体区域和多孔介质区域的宽度比n(lx1:lx2)对流场的影响。从图中看出，当该宽度比较小的时候，多孔介质内的流体在$Ra = 10^3$流动很弱，在纯流体区域出现了单独的对流涡，如图 4-10(a)所示。随着n的变大，多孔介质内的流体流动迹象逐渐明显，对流涡形状变大，如图 4-10(b)所示。随着纯流体区域宽度所占比例变大，开始形成“C”字形的流线，如图 4-10(c) 和 4-10(d)。

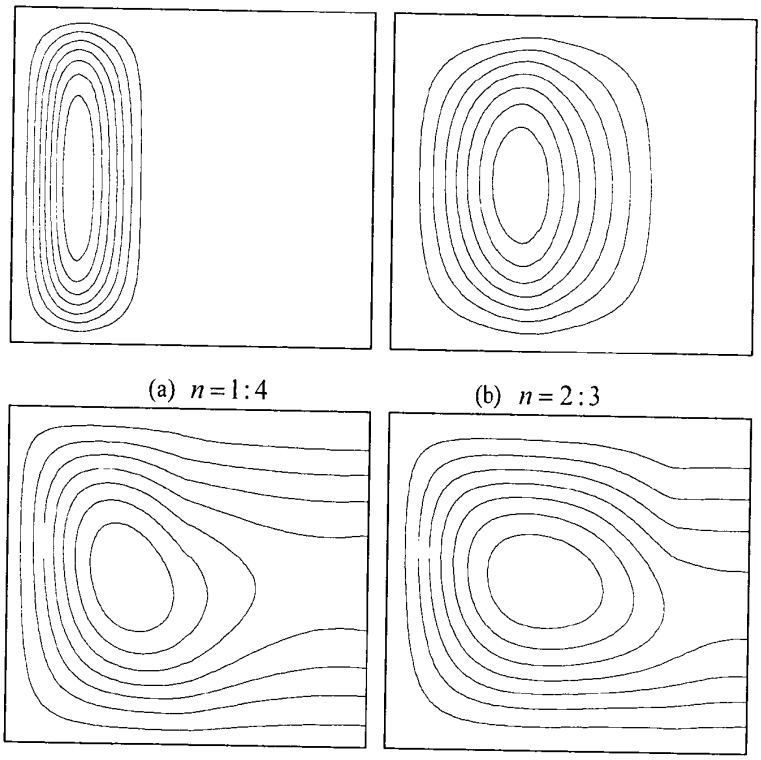
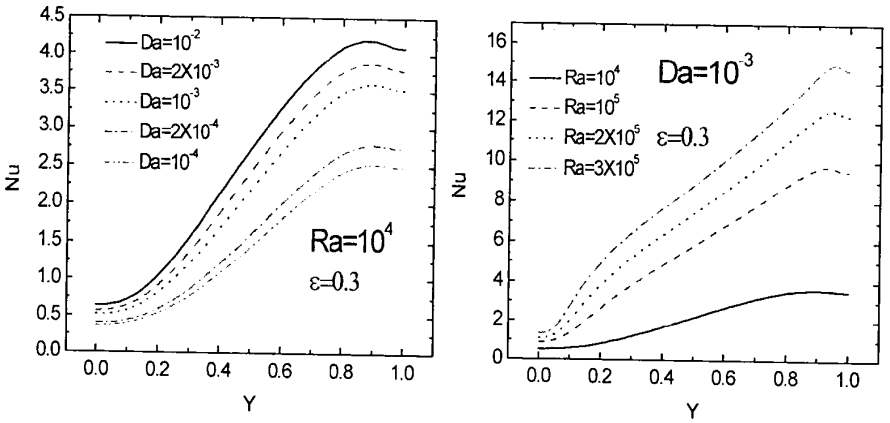


图 4-10 当$\varepsilon = 0.3$ $Ra = 10^3$时不同n(lx1:lx2)下的流线图

3.方腔左侧的努赛尔数Nu

图 4-11(a)和(b)分别显示了在不同Da, Ra下的方腔左侧壁面上内侧Nu与壁面高度的关系。图 4-11(a)显示了方腔左侧壁面上内侧Nu在腔体上部明显高于相同参数下腔体下部的Nu，暗示了腔体上部分的换热效果要好于腔体下部。Nu的变化随着方腔高度是先慢后快，再慢的过程，即在方腔中间部分变化最快。随着Da的变小，Nu整体下滑，在中间处的斜率变小，Nu变化减小，这只要是因为Da变小意味着多孔介质的渗透系数变小，流体在多孔介质中的流动更加困难，从而影响了方腔左侧的换热。如图 4-11(b)，随着Ra的变大，Nu有明显的改善，

中间的斜率有明显的变化。对比(a)和(b)两图，发现 Ra 对 Nu 的影响要大于 Da 对 Nu 的影响，说明 Ra 是影响方腔左侧壁面上内侧 Nu 的主要因素，即要改善井下换热器的换热性能首先要从改变内部自然对流下手，从侧面反映出对流增速管对井下换热器的换热性能的影响是不可忽视的。



(a) (b)

图 4-11 不同 Da, Ra 下的方腔壁面的 Nu

4.方腔左侧努赛尔数 Nu 的关联式

通过上面几种参数下的数值结果，发现方腔左侧 Nu 与 Ra, Da 和宽度比 n 均有关系，总结得到了方腔左侧壁面的 Nu 的关联式

$$Nu = 0.076 Ra^{0.44} Da^{0.14} n^{0.18} \tag{4-23}$$

式中，$10^3 \le Ra \le 3\times10^5$，$10^{-4} \le Da \le 10^{-2}$，$n = 0.25 \sim 4$。

4.6 本章小结

本章首先介绍了多孔介质与纯流体界面的处理方法。然后建立了物理模型和 LBM 模型，说明了 LBM 在纯流体和多孔介质内部及其界面上的实施方法，列出了用 LBM 计算求解的具体步骤。此外，用全部充满多孔介质的模型从流场、温度场和努赛尔数几个方面验证了本程序的正确性。最后把理论数值计算的结果处理成图形画出来，说明了 Ra，Da，孔隙率，宽度比等几个因素对流场和温度场分布以及对换热性能的影响，并总结出了本模型下的努赛尔数的关联式。

第五章 结论与展望

5.1 结论

本文实验方面通过对流增速管的实验系统研究了对流增速管对井下换热器的传热性能的影响。理论方面通过格子 Boltzmann 方法计算求解出来地热储层的简化模型的流场、温度场，以及努赛尔数 Nu 与 Ra, Da，孔隙率和宽度比的关系，整理后得出以下结论：

1.实验部分

1）通过装有对流增速管和未装对流增速管的两种实验工况的对比，发现增设有对流增速管的系统换热性能明显好于未设对流增速管的系统，U 型换热器的进出口温差和热输出功率也高于没有增速管的系统。利用逆流管壳式换热器的传热计算公式得出的换热器外侧的对流换热系数，同样不出所料的优于未设增速管的系统。在实际工程中，增设对流增速管是有必要的。

2）通过 30cm, 40cm, 50cm 三种长度的对流增速管的对比实验，发现长 40cm 的对流增速管对换热性能的影响最大。换热器的进出口温差、取热功率和管外侧对流换热系数都明显高于其他两种长度的增速管。此外从实验数据中发现在长 40cm 的管在第 60-85 个小时之间出现了先升后降的过程，此时在热水储层中发生了流形结构的变化，改善了换热性能。

3）通过对带有对流增速管的实验系统实现换热器内循环流量的变化，得出流量与热输出功率和换热性能的关系。流量变大，进出口温差变小，但是取热功率不一定变大，即取热功率和换热器的换热性能不一定是单调的关系。通过 86.41ml/min，484.8ml/min，781.0ml/min 三种流量的实验发现在 484.8ml/min 循环流量下的换热性能最好，热输出功率最大。但是获得一定的流量是以牺牲泵功为代价的，所以用流量获得热输出和换热性能的改善需要考虑一定的经济性。

4）通过改变 U 型换热器进口和热水储层之间的温差，得出该温差对换热性能的影响结论。通过 40℃和 5℃，35℃和 10℃，40℃和 10℃三个组合的温差实验，结果发现温差越大，取热功率越大，换热器外侧对流换热系数越大，换热性能越好。实际工程中地质状况因地而异，地下水的温度因井深不同也有所差别。因此本结论对实际工程可提供参考作用。

5）实验的误差分析是必不可少的。本文实验直接测量的参量为流量和温度。

温度的相对误差为 2%，流量的相对误差为 3.47%。根据误差传递理论，计算得出的热输出功率的相对误差为 4%，管内 Re_i 的相对误差为 3.47%，管外 Nu_o 和对流换热系数 h_o 的相对误差均为 5.66%，在传热实验中该误差在可接受范围内。

2.数值模拟部分

1）经过右侧开口，全部填充多孔介质的方腔的模型验证了程序的正确性，同时验证了边界条件的正确性。

2）通过对纯流体和多孔介质共存的地热储层的简化模型的计算得出，Ra，Da，孔隙率以及纯流体区域和多孔介质区域的宽度比对热储中的温度场分布影响很大，其中 Ra 的影响居首。结果显示 Ra 越大，温度场分布愈发紊乱，高温流体所占比例越大，即在周围热水储层中有更多的“新鲜”的地热水流入地热井中，提高了换热性能。

3）流场的分布同样受到 Ra，Da，孔隙率和宽度比 n 的影响。计算结果显示，当 Ra 较小时，流体会从方腔右侧开口处的上部进出，穿过多孔介质区域进入纯流体区域，然后在方腔下部穿过多孔介质区域流出方腔，流线在方腔中呈现“C”字形。当 Ra 变大，腔体右上角的流体在多孔介质内经过一小“捷径”形成小型“C”字状，运动与大“C”字形的流体方向相反，它会随着 Ra 变大而呈现扩张的趋势，这也从另一方面说明热储层内部自然对流的增加对换热性能至关重要。此外，纯流体区域和多孔介质区域的宽度比也从另一角度影响流场的分布。

4）方腔左侧 Nu 也与 Ra，Da，宽度比 n 有关系，本文总结出了方腔左侧壁面 Nu 与 Ra，Da，宽度比 n 的关联式，并给出了 Ra，Da，宽度比 n 的适用范围。

5.2 展望

实际工程中地热井下换热器在工作过程中，地下热储内的实际的自然对流情况比较复杂，是换热器周围和对流增速管内外以及井管内外三股自然对流耦合而成，因此温度的变化有时会带来流形结构的改变。本文在实验中虽然已经验证对流增速管强化井下换热器的换热性能，但是某些方面实验数据尚未完整。实验模拟方面，本文建立的模型只有热储部分，忽略了换热器部分，因此对实际工程仅作为参考。此外格子Boltzmann方法的LBGK模型进行数值求解，在高的 Ra 下出现了发散的现象。因此无论从实验还是数值模拟方面都需要进一步的深入研究：

1.实验部分

1）通过几种不同直径的对流增速管的实验，研究增速管的直径对井下换热器换热性能的影响，同时结合本文得出的长度对对流增速管的影响，总结出增速管的长径比对井下换热器的影响。

2）通过几种不同材料的对流增速管的实验，研究增速管的材料对井下换热器出口温度、取热功率和换热性能的影响。以导热系数低的材料作为考虑的主要因素。

3）通过几种不同位置的对流增速管的实验，研究增速管的位置对换热器出口温度、取热功率和换热性能的影响。主要有在换热器外、套在 U 型换热器的一根管上、全部套在 U 型换热器上三种位置可做对比。此外，还可考虑增速管在井内的上下可变位置。

4）将 U 型换热器换成同轴套管式换热器，观察和对比两种换热器对出口温度、热输出功率和换热性能的影响。

5）总结出换热器管外 Nu 的关联式，其中的影响因素不仅包括对流增速管的几何尺寸、位置和材料，还包括换热器内的循环流量，入口温度和热水储层中水的温度、渗流速度及其厚度，以及换热器的种类、材料、几何尺寸和井管的几何尺寸。

6）实验台的结构还有待改进。首先可把外围箱体做大，大于换热器换热的影响半径，减小室温对实验的影响。其次实验台可做成一半处理，能够在实验时观察井孔内和多孔介质内的对流现象，实现真正的可视化，但此步改造较为困难，需从长计议。

7）另外，实验设备也有待提高。实验测量温度可改为更加精确、更加稳定的设备，如铂电阻。在换热器的进出水管增加流量计，可与称重法得出的流量进行对比。采集数据的仪器也可改为更敏锐、更稳定、更精确的设备。

2.理论数值模拟部分

1）由于格子 Boltzmann 方法的 LBGK 模型进行数值求解时，在高的 Ra 下可能出现了发的现象。因此可以改用多松弛模型（MRT），它在数值稳定性方面要优于 LBGK 模型。

2）可将本文模拟程序中的直角坐标改为柱坐标，可计算出带有同轴套管式换热器的换热系统中热储中的流场和温度场，以及换热器出口温度、取热功率和管外 Nu，并与相同条件下的实验得出的结论做以对比。

3）在上述 2）的程序中加对流增速管的模型，计算得出的结果与相同条件

下的对流增速管实验对比，对工程有指导作用。

4) LBM 的计算精度和准确性在一定的条件下依赖于格子划分的方法和边界条件的处理方法。合理的划分网格（如变网格）和更精确的处理边界对得到更高精度和准确性的结果是必要的。此外能够并行计算也是LBM的另一大优点，因此，对程序稍加改动，使计算机能够进行并行计算，对高效率的工作和节省计算机资源也是毋庸置疑的。

参考文献

[1] 世界能源供需现状与发展趋势, 山西能源与节能, 2008, 50(3): 9-10

[2] 《中国煤炭》杂志社, http://www.chinairn.com

[3] 浅谈我国农村水环境污染现状及原因, 城市建设理论研究, 2011, 10

[4] 李仰斌, 张国华, 谢崇宝, 我国农村饮用水源现状及相关保护对策建议,中国农村水利水电, 2007, 11: 1-4

[5] 赵志龙，我国酸雨状况及综合防治对策研究，矿冶，2007，16(3)：63-68

[6] 张军林, 中进玲, 李晓玲等, 我国酸雨的危害及控制现状, 中国农村小康科技, 2006, 10: 47-48

[7] 杨凡, 物种灭绝速度越来越快吗, 百科知识, 2011,15: 52-53

[8] 邢运民, 张文娟,新能源与可再生能源发电技术的发展.西华大学学报自然科学版，2007,第26卷第1期

[9] 中国投资咨询网,《2011-2015年中国可再生能源市场投资分析及前景预测报告》,2007

[10] 施洪熙, 佟伟, 地下热能(资源，生产，人工激发), 北京, 地质出版社, 1977

[11] 徐军祥，我国地热资源与可持续开发利用，中国人口·资源与环境,2005,15(2): 139-141

[12] Zheng Keyan et al, Process and prospects of industrialized development of geothermal resources in China-country update report for 2000-2004, Proceedings of World Geothermal Congress, 2005, Turkey

[13] 中国新闻网,《寻找能源行业的新机遇：地热能带来的低碳生活》,2010

[14] Donald Plouff, Geophysical studies of the Crump Geyser known Geothermal Resource Area, 1975, Oregon

[15] Chiasson A. Design and installation of a new downhole heat exchanger for direct-use space heating, GRC Bulletin 2005,4:20-24

[16] Morita K, et al, Case studies on small-scale power generation with the downhole coaxial heat exchanger, Proceedings of World Geothermal Congress,2005, Antalya, Turkey, 24-29 Oct. 2005

[17] Hepbasli, A Canakci, C., Geothermal district heating applications in Turkey: a case study of Izmir-Balcova, Energy Conversion and Management, 2003, 44: 1285-1301

[18] R.G. Allis, R. James, A Natural Convection Promoter for Geothermal Wells, Geothermal Resources Council Transaction 1980, 4: 409-412

[19] 赵军，戴传山，多孔介质层内同轴管式井下换热器的相似解，太阳能学报，2000，21(3)：274-278

[20] U. Frisch, B. Hasslacher, Y. Pomeau, Lattice-gas automata for the Navier-Stokess equations, Physical Review Letters,1986,56:1508-1508

[21] G.R. MeNamara, G. Zanetti, Use of the Boltzmann equation to simulate lattice automata, Physical Review Letters,1988,61(20):2332-2335

[22] S. Chen, H.D. Chen, D. Martinez, et al, Lattice Boltzmann model for simulation of ma gnetohydrodynamics, Physical Review Letters, 1991, 67(27): 3776-3779

[23] Y.H. Qian, D. d' Humieres, O. Lall emand, Lattice B GK models for Navier-Stokes equation, Europhysics Letters,1992,17(6):479-484

[24] P.L. Bhatnagar, E.P. Gross, M. Krook, A model for collision processes in gases. I: Small amplitude processes in charged and neutral one-dimensional systems, Physical Review,1954,94(3):511-525

[25] X.Y. He, S.Y. Chen, G.D. Doolen, A novel thermal model for thelatticeBoltzmann method in incompressible limit, Journal of Computational Physics,1998,146: 282-300

[26] D. Grunau, S. Ch en, K. E ggert, A l attice B oltzmann m odel f or m ultiphase fluid-flows, Physics of Fluids,1993,5:2557-2562

[27] A. Gunst ensen, D. Rothm an, S . Zaleski, et a l, L attice Bol tzmann m odel of immiscible fluids, Physical Review E,1991,43:4320-4327

[28] 李维仲，李爽，用格子Boltzmann方法模拟液滴合并过程，热科学与技术，2007，6(3)：379-393

[29] S.Y. Chen, D. Martinez, R.W. Mei, On boundary conditions in lattice Boltzmann methods, Physics of Fluids,1996,8(9):2257-2536

[30] D.P. Z iegler, B oundary conditions for l attice Boltzmann simulations, J ournal of Statistical Physics,1993,71(5-6):1171-1177

[31] Z.L. Guo, C.G. Z heng, B.C. S hi, No n-equilibrium extrapolation m ethod for velocity and boundary conditions in the lattice Boltzmann method, Chinese Physics,2002,11(4):0366-0374

[32] Z.L. Guo, C.G. Zheng, B.C. Shi, An extrapo lation method for boundary conditions lattice Boltzmann method, Physics of Fluids,2002,14:2007-2010

[33] G.H. Tang, W.Q. Tao, Y.L. He, Thermal boundary condition for the thermal lattice Boltzmann equation, Physical Review E,2005,72:016703

[34] Y. Wang, Y.L He, Q, Li, et al, Numerical simulations of gas resonant oscillations in a closed tube using lattice Boltzmann method, International Journal of Heat and Mass Transfer,2007,51:3082-3090

[35] S. Succi, F. Higuera, F. Szeléenyi, Simulations of three-dimensional flows with the lattice Boltzmann equation on the IBM, Proceedings of the 3rdinternational conference on Supercomputing,1989, Crete, Greece:pp.128-134

[36] J.F. McCarthy, Flow through arrays of cylinders: lattice gas cellular automata simulations, Physics of Fluids,1994,6:435-437

[37] M.A.A.Spaid, F.R. Phelan, Lattice Boltzmann methods for modelingmicroscale flow in fibrous porous media, Physics of Fluids,1997,9:2468-2474

[38] N. Martys, D.P. Bentz, E.J. Garboczi. Computer simulation study of the effective viscosity in Brinkman equation, Physics of Fluids,1994,6:1434-1439

[39] Z.L. Guo, T.S. Zhao, A lattice Boltzmann model for convective heat transfer in porous media, Numer. Heat Transfer B,2005,47:157-177

[40] Z.L. Guo, T.S. Zhao, Lattice Boltzmann simulation of natural convection with temperature-dependent viscosity in a porous cavity, Prog. Comput. fluid Dyn.,2005,5:110-117

[41] W.C. Tan, M. Takashi, Stability analysis of a Maxwell fluid in a porous medium heated from below, Physics Letters A,2007,360(3):454-460

[42] P. Nithiarasu, K.N. Seetharamu, T. Sundararjan, Natural convective heat transfer in a fluid saturated variable porosity medium, International Journal of Heat and Mass Transfer,1997,40:3955-3957

[43] P. Nithiarasu, K.N. Seetharamu, T. Sundararajan, Effect of porosity on natural convective heat transfer in a fluid saturated porous medium, Int. J. Heat Fluid Flow,1998,19:56-58

[44] J.F. Mercier, C. Weisman, M. Firdaouss, et al, Heat transfer associated to natural convection flow in a partly porous cavity, ASME J. Heat Transfer,2002, 124:130-143

[45] P. Leroy, A. Revil, A. Kemna, Complex conductivity of water-saturated packs of glass beads, Journal of Colloid and Interface Science,2008,321(1):103-117

[46] D. A. Nield, A. Bejan, Convection in Porous Media 3rd, Springer, New York,2005

[47] 史美中，王中铮，热交换器原理与设计，南京，东南大学出版社，1996

[48] 杨世铭，陶文铨，传热学，北京，高等教育出版社，2006

[49] 田胜元，实验设计与数据处理，北京，中国建筑工业出版社，1988

[50] Chuanshan Dai, Yan Chen, Qiang-yun Ma, Guang-xun He, Ping-le Sun, Numerical S imulcation o f Natu ral Con vection in a cavety with Vertically Partial Filled Porous Media, ASME, IMECE, Florida, 2009,12-13

[51] Beavers GS, Jo seph DD., Bo undary conditions at a natural permeable wall, The Journal of Fluid Mechanics,1967,30:197-207

[52] Vafai K, Kim SJ., F luid mechanics o f the int erface r egion bet ween a po rous medium and a fluid layer—an exact solution, International Jo urnal of Heat and Fluid Flow,1990,11:254-256

[53] Ochoa-Tapia JA, Whitaker S., Mom entum transfer at the boundary between a porous medium and a homogeneous fluid I: theoretical dev elopment, International Journal of Heat and Mass Transfer,1995,38:2635-2646

[54] Silva RA, de Lem os M JS., Numerical analysis of the stress j ump interface condition for laminar flow o ver a porous layer, Numerical Heat Transfer A,2003,43:603-617

[55] Martys NS., Improved approximation of the Brinkman equation using a lattice Boltzmann method, Physics of Fluids,2001,13:1807-1810

[56] Guo, Z., Zhao, T. S., Lattice Boltzmann model for incompressible flows through porous media, Phys. Rev. E, 2002,66: 036304

[57] Ochoa-Tapia JA, Whitaker S, Momentum j ump condition at the boundary between a po rous medium and a homogeneous fluid: inertial effect, Journal of Porous Media,1998,1:201-217

[58] Chen S , M artinez D, Mei R., On bo undary conditions in lattice Boltzmann methods, Physics of Fluids,1996,8(9): 2527-2536

[59] Huixing Bai , P .Yu, S.H.Wi noto, H. T . L ow, La ttice Bol tzmann m ethod f or flows in poro us an d homogenous fluid domains coupled at t he interface by stress jump, International Journal for Numerical Methods in Fluids,2009,60:691-708

[60] Guo Z, Zheng C, Shi B, An extrapolation method for boundary conditions in lattice Boltzmann method, Physics of Fluids,2002,14:2007-2010

[61] A. Ha ghshenas, M. R afati Nasr, M . H. R ahimian, Num erical simulation o f natural convection in an open-ended square cavity filled with porous medium

by lat tice Bo ltzmann met hod, Int. Comm. in He at and Mas s Tr ansfer,2010, 37:1513-1519

发表论文和参加科研情况说明

发表的论文：

[1] Dai Chuanshan, L iu Xuezh ang, Le i Haiyan, Jiao Wenjing, "Natural Convection Mo deling in an o pen-ended Square Cavity Partially F illed w ith Porous Media", GRC, San Diego, USA

[2] 刘学章，焦文静，孙涛，戴传山，"部分填充多孔介质开口腔体中的自然对流数值模拟研究"，中国工程热物理年会，2011 年 10 月，西安

[3] 王秋香，戴传山，刘学章，"微管换热器流动与传热的实验研究"， 中国工程热物理年会，2010 年 5 月，上海

参与的科研项目：

本论文得到了国家"863"课题"高效传热普及模式地热井下换热器"的资助 (2007A A05Z462)。也得到了天津市塘沽科技计划资金 (2010STHB09-09), 以及国家自然科学基金(40972160)的资助。

致　谢

日月轮转，春秋循环，自进入天津大学以来已经两年有半。回顾往事，好像就发生在昨日。实验室里记录了我做实验时的点滴，青年湖畔倒影出我苦读英语时的身影，办公室中埋藏了我编写程序时的思路，体育馆内留下了我打球时矫健的步伐。忘不了研一考试时的游刃有余，忘不了拿奖学金时的喜出望外，忘不了讨论问题时的面红耳赤，忘不了购买材料时的东奔西走。这段岁月在我的人生中谱写出了完美的奏章，这片热土给予了我一生受用的营养。

此生有幸拜师戴传山教授，他博学谨深，待人宽厚，是我终生学习的榜样。他对 LBM 的理解、对多相流的掌握、对数据的分析以及对传热学的灵活应用都是我学习的目标；他严谨的治学态度，任劳任怨的教师形象，精益求精的钻研精神也是我效仿的榜样。无论春夏秋冬还是严寒酷暑，他都起早贪黑，批改作业，评判试卷，编写程序，撰写申请。感谢戴传山老师，每每在我最困难的时刻，在我为实验绞尽脑汁的时刻，在我为编程冥思苦想的时刻，他都耐心指导，口心相受，牺牲休息时间帮我修改论文，分析数据，弥补漏洞。每每和老师探讨问题，交流想法的时候，我都能从老师的点拨中有所收获。提携之恩，铭记于心。路漫漫其修远兮，吾将上下而求索，在探索真理的道路上我将向戴老师学习，永不放弃。

此外，感谢郑宗和老师，他是我的伯乐，是我的引路人，把我领到戴老师门下，得到戴老师的真传。感谢孙老师，他是我的实验咨询顾问，提供给我很多实验方面的建议，让我顺利完成了实验。

感谢我的家人，他们是我坚实的后备力量，生活中给了我莫大的帮助，解决了我的后顾之忧。养育之恩，终身难忘，必将结草衔环，以报大恩。

感谢王秋香师姐，赫广迅师兄，在他们的带领下我得以完成本科和研究生的衔接；感谢实验室的谢慈明和李琪同学，他们在生活和学习都给予了我莫大的鼓励和信心；感谢汪育超师弟、李彪师弟、焦文静师妹、王帅师弟在实验室中提供的帮助。

感谢宿舍的韩同、王凯洋、刘忠彦三位同学，他们营造了浓厚的学习氛围，让我得以完成学业。感谢所有帮助过我的老师、同学、朋友，在此不一一列举，但是你们的恩德无以为报，镌刻在心中。

感谢国家科技部 “863”计划项目（2007AA05Z462）的资助。感谢天津市塘沽科技计划资金 (2010STHB09-09) 的资助。