燃料电池乘用车散热水管路设计及仿真

张君

（上海燃料电池汽车动力系统有限公司，上海201800）

摘要：文章设置了不同的管径、不同的入口冷却液流速的直管和不同型式的弯头，通过COMSOL对一款燃料电池乘用车的散热水管路进行了计算并分析各自因素对摩擦因子及阻力系数的影响，并进行了压力场和流量的仿真验证，模拟乘用车中真实的布置，不断调整管径、弯度、长度等，以达到目标流量和压力，实现流量的最佳分配，得出最优化方案，为散热系统水管路的设计开发提供了建议和经验。

前言

汽车的散热系统的作用是将零部件产生的废热及时的散发出去，保证发动机在最适宜的温度状态下工作，水管是汽车散热系统不可缺少的一个组成部分，其性能的好坏对发动机的动力性、经济型和可靠性有很大的影响。

无论是湍流流动状态还是层流流动状态，由于粘性力的作用，在流动的时候均会出现机械能的损失[1]。在水流以层流状态流动时，工质冷却液与水壁之间，工质的不同流速的流层之间，在粘性力的作用下，所产生的阻力都是对工质本身在做负功，工质的机械能大量得被损失[2]，所以研究不同规格管路引起机械能损失的大小就显得格外重要。

目前国内外学者对水管路水力特性做了相关的研究，赵宝峰等学者主要是考虑了突然扩大管的局部说头损失系数计算中的沿程损失的影响这一因素，从而结合实验对公式进行了修正[3]；贺益英等人通过试验研究了弯管的局部水头损失系数并分析输水管线中弯管局部水头损失对其附近的水力参数的影响[4]；Valiantzas通过考虑局部水头损失和沿程水头损失的关系对威斯-达西公式进行了改进[5]；茅泽育等通过试验对管道汇流口局部阻力进行了研究[6]；宋长福等对有连接管的调压室水头损失系数通过模型试验进行了研究[7]；王开等通过模型试验验证考察了不同计算公式的性能对倒吸虹有压弯管的局部水头损失系数计算方法的影响对其进行比较研究[8]。

汽车水管路是将空压机、电机、控制器、换热器等热力设备予以连接并传输工质的管道及其附件的总称，是整个汽车散热系统的重要组成部分。其中直管与弯头引起机械能损失的大小就显得格外重要。

1散热系统的组成及水管路的设计要求

燃料电池汽车的工作原理是，作为燃料的氢在汽车搭载的燃料电池中，与大气中的氧气发生氧化还原化学反应，产生出电能来带动电动机工作，由电动机带动汽车中的机械传动结构，进而带动汽车的前桥（或后桥）等行走机械结构工作，从而驱动电动汽车前进。燃料电池的反应结果会产生极少的二氧化碳和氮氧化物，副产品主要产生水，因此被称为绿色新型环保汽车，核心部件是燃料电池，散热系统对燃料电池发动机的性能、寿命和运行安全具有决定性影响。

此款燃料电池乘用车的整车散热系统由散热器、空压机机头、空压机控制器、空压机电机、DCDC、整车电机、整车电机控制器、水泵、水箱、水管路等组成，燃料电池乘用车的整车散热系统设计原理图见图1。根据每个零部件的散热量、流量、阻力、冷却液入口温度、冷却液入口压力等要求，对每个零部件进行选型开发，连接管路的匹配设计等。但在实际装车过程中，除了零部件自身流阻、管路管径的大小等因素影响外，管路的长度、弯曲角度、异型管的变径等都会影响流量的分配，此次仿真模拟真实的布置，不断调整管径、弯度、长度等，已达到目的流量和压力，实现流量的最佳分配。

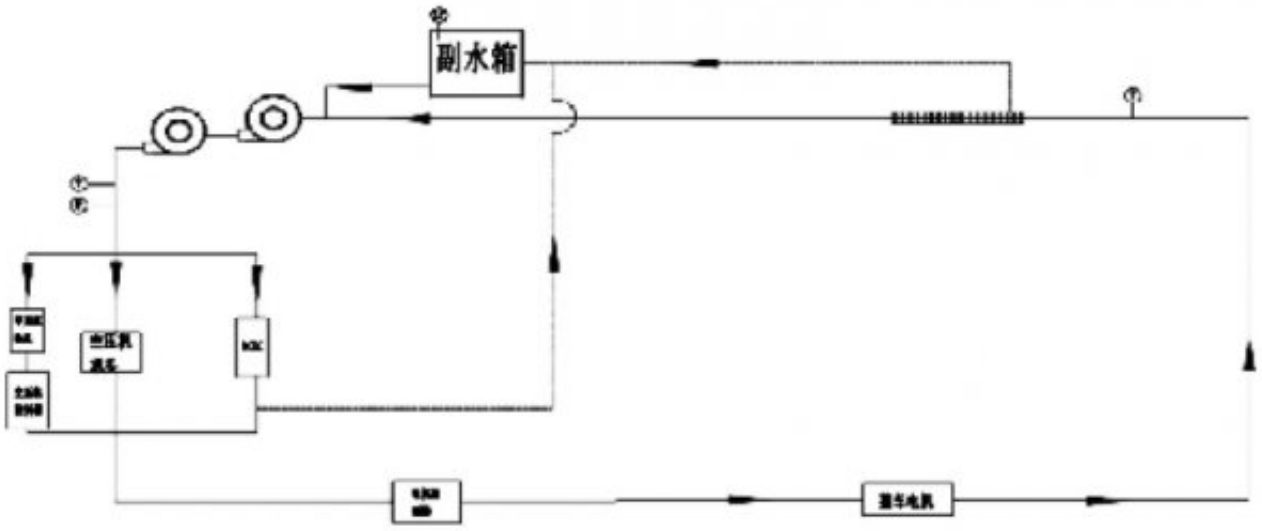

图 1　燃料电池乘用车的整车散热系统设计原理图

此套散热系统要确保散热效果，须满足以下流量和压力分配的要求：

①空压机和空压机控制器、空压机机头、DCDC四个散热件三并联，总流量18LPM；

②保证DCDC在冷却液在65°C下分配10LPM流量；

③空压机电机和空压机控制器在65°C下分配3-5LPM流量；

④空压机机头在65°C下分配3-5LPM；

⑤整车电机要求水流量＞16LPM，冷却液温度≤65°C，压降100MPa@16LPM；

⑥电机控制器要求水流量＞16LPM，冷却液温度≤65°C，压降35MPa@16LPM；

⑦入液压力在每个零部件的承压范围内；

因受布置空间等因素的限制，管路的设计有很多可能，总的原则是，在允许用的空间内，走向及形状合理的管路，能最大程度的降低系统压力损失和满足流量分配要求。

2散热系统水管路的布置设计及仿真验证

受限于车身空间及散热零部件的位置，实际的水管路从最前的散热器到中间的空压机、DCDC、空压机控制器、电机控制器再到车后的电机，贯穿整个车底部，见图2燃料电池乘用车的整车散热系统图。保证在水泵驱动下，水泵的扬程能大于各个零部件的压阻与水管路的阻力损失之和，且水流量和冷却液温度均能满足每个散热零部件的要求。

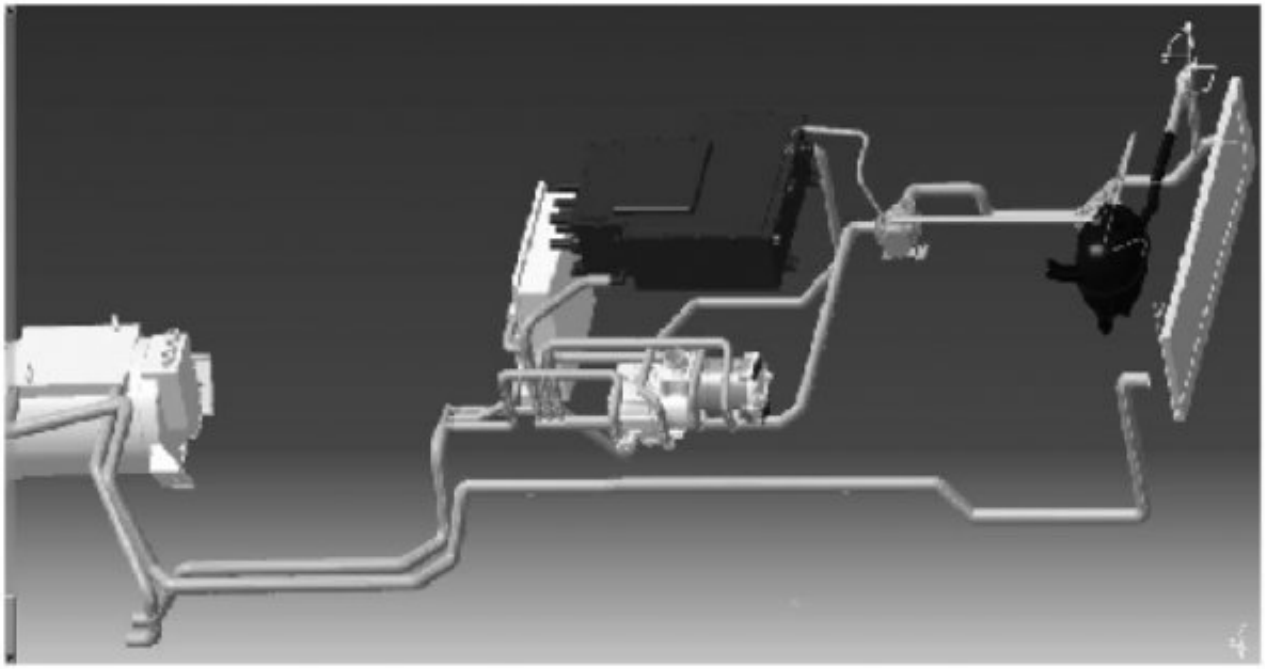

图 2　燃料电池乘用车的整车散热系统图

现有以下三种分案，分别对每种方案进行仿真分析。

2.1方案一

方案一：设置干路总流量18.4LPM；DCDC支管路内径16mm；空压机机头支管路内径14mm；空压机电机与空压机控制器内径14mm。结果见图3-方案一的体积流量分配图。

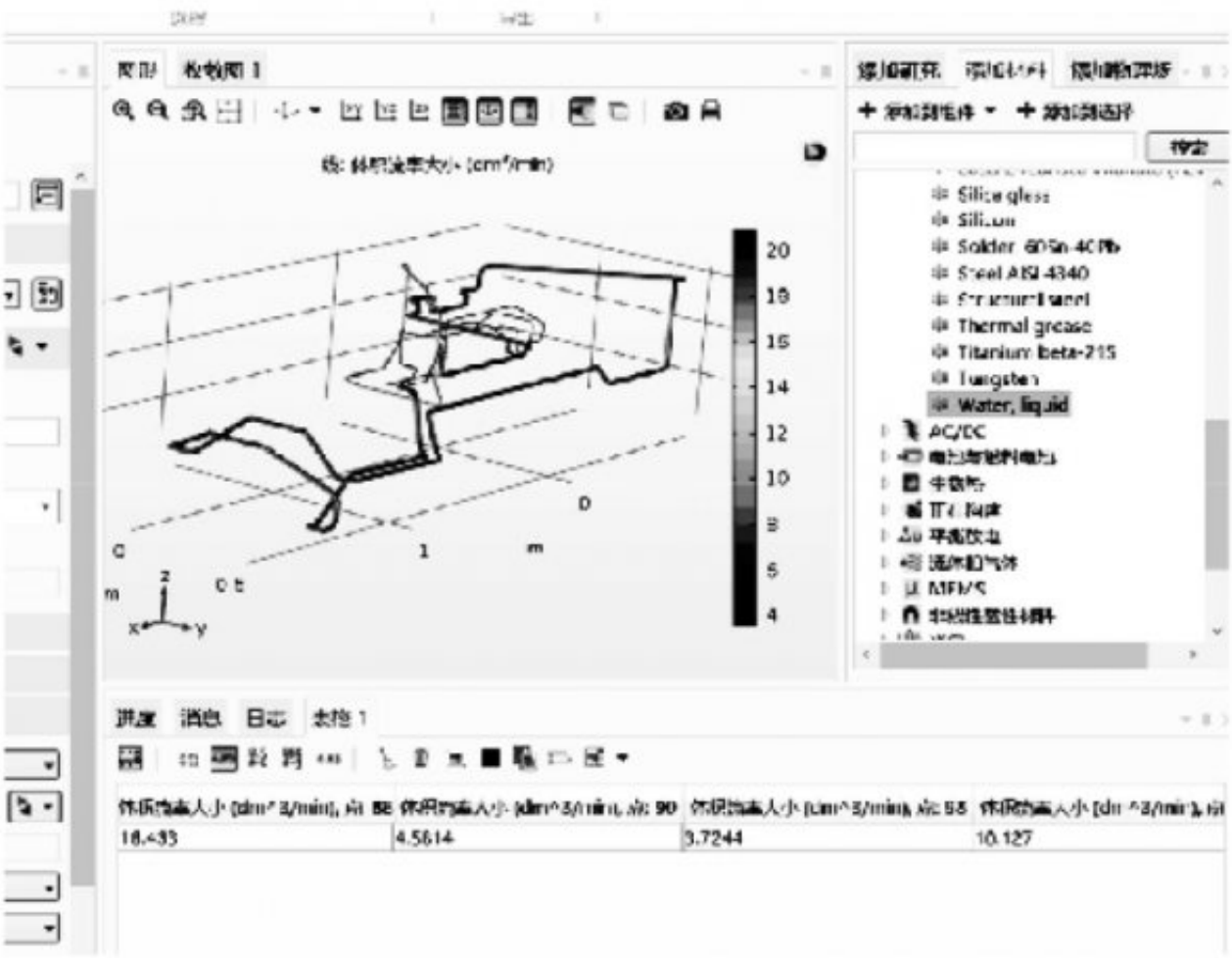

图 3 –方案一的体积流量分配图

从上文可得结论：DCDC支管路内径16mm，流量分配10.1LPM；空压机机头支管路内径14mm，流量分配3.7LPM；空压机电机＋空压机控制器内径14mm，流量分配4.5LPM；

2.2方案二

方案二：设置干路总流量18.2LPM；DCDC支管路内径16mm；空压机机头支管路内径9mm；空压机电机＋空压机控制器内径9mm。结果见图4-方案二的体积流量分配。

从上文可得结论：DCDC支管路内径16mm，流量分配13.6LPM；空压机机头支管路内径9mm，流量分配2.38LPM；空压机电机＋空压机控制器内径9mm，流量分配2.25LPM；

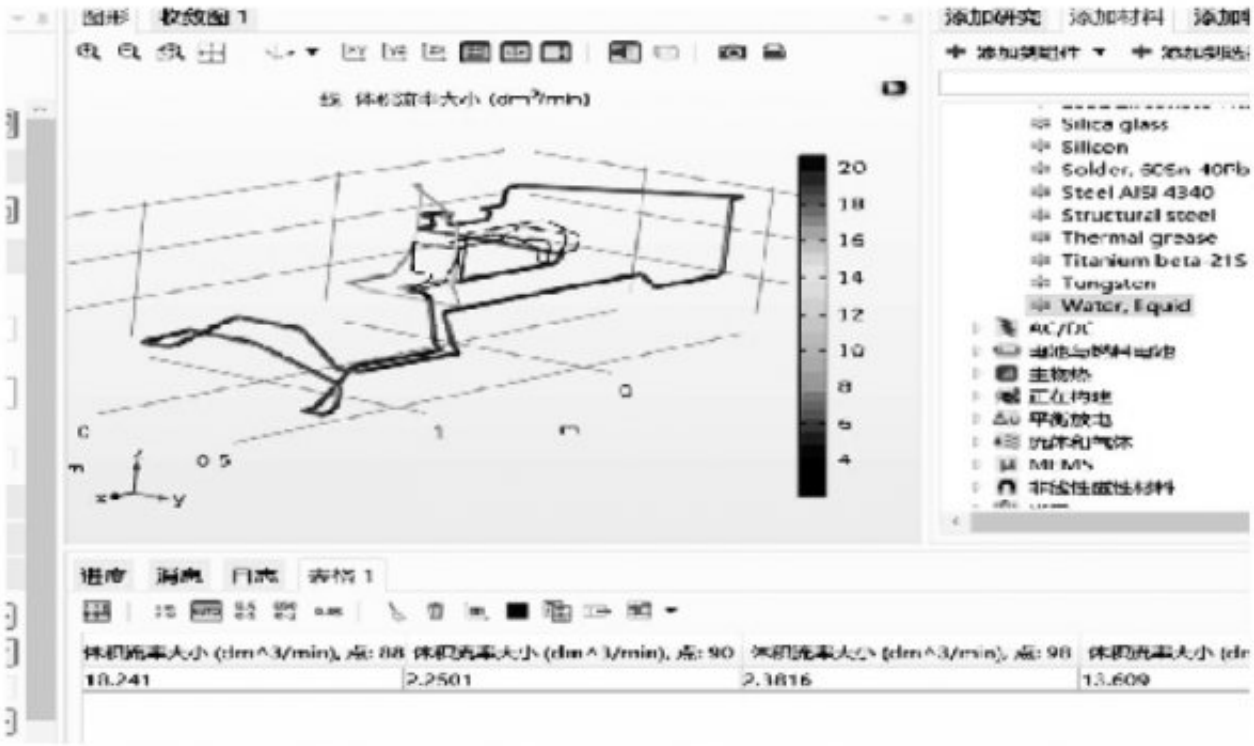

图 4　–方案二的体积流量分配图

2.3方案三

方案三：设置干路总流量18.4LPM；DCDC支管路内径16mm；空压机机头支管路内径10mm；空压机电机＋空压机控制器内径10-14mm变径。结果见图5-方案三的体积流量分配图。

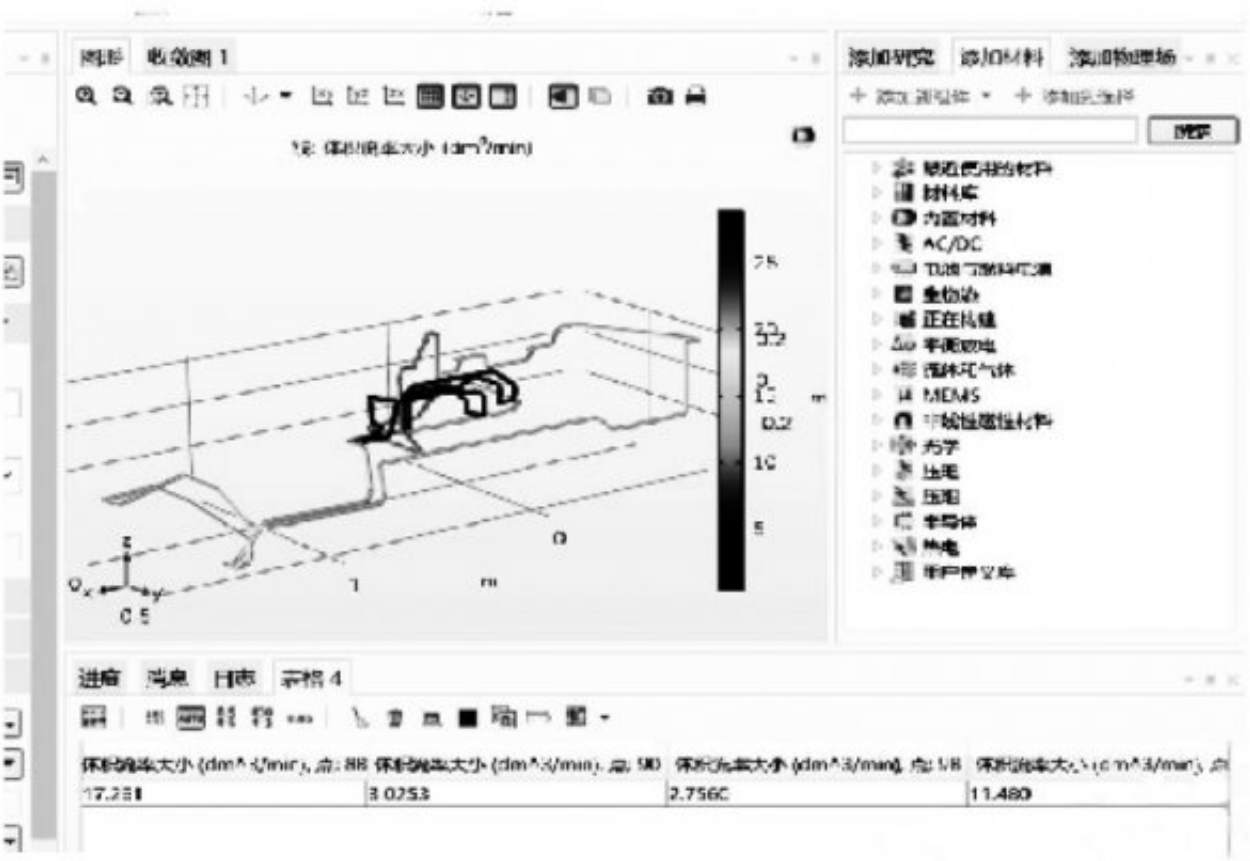

图 5 –方案三的体积流量分配图

从上文可得结论：

干路总流量18.4LPM；DCDC支管路内径16mm，流量分配11.5LPM；空压机机头支管路内径10mm，流量分配2.8LPM；空压机电机＋空压机控制器内径10-14mm变径,流量分配3LPM；综合需求与实际的部件接头，方案三为最佳的方案，即DCDC支管路内径16mm；空压机机头支管路内径10mm；空压机电机＋空压机控制器内径10-14mm变径。方案三的压力分配图见图6。

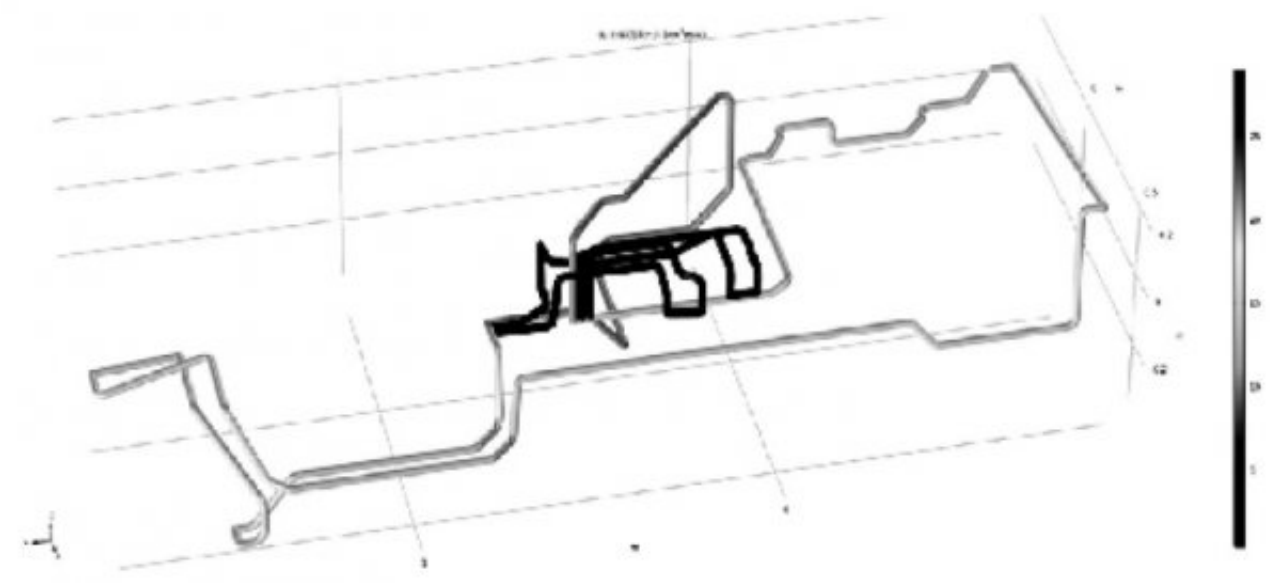

图 6　–方案三的压力分配图

取其中四点进行压力验证，仿真结果见下图7-方案三中的压力点值：总管路在18LPM下的总压降约为2bar@18LPM；DCDC支管路入液压力2.16Bar；空压机机头支管路2.3Bar；空压机电机＋空压机控制器2.32Bar。

从上文可得结论：空压机电机、空压机控制器、空压机泵头仿真结果约在230KPa，在承受的入液压力范围内；DCDC的超出了给出的最大的入液压力200KPa，超出了16KPa，约8%在DCDC的压力可承受范围内。

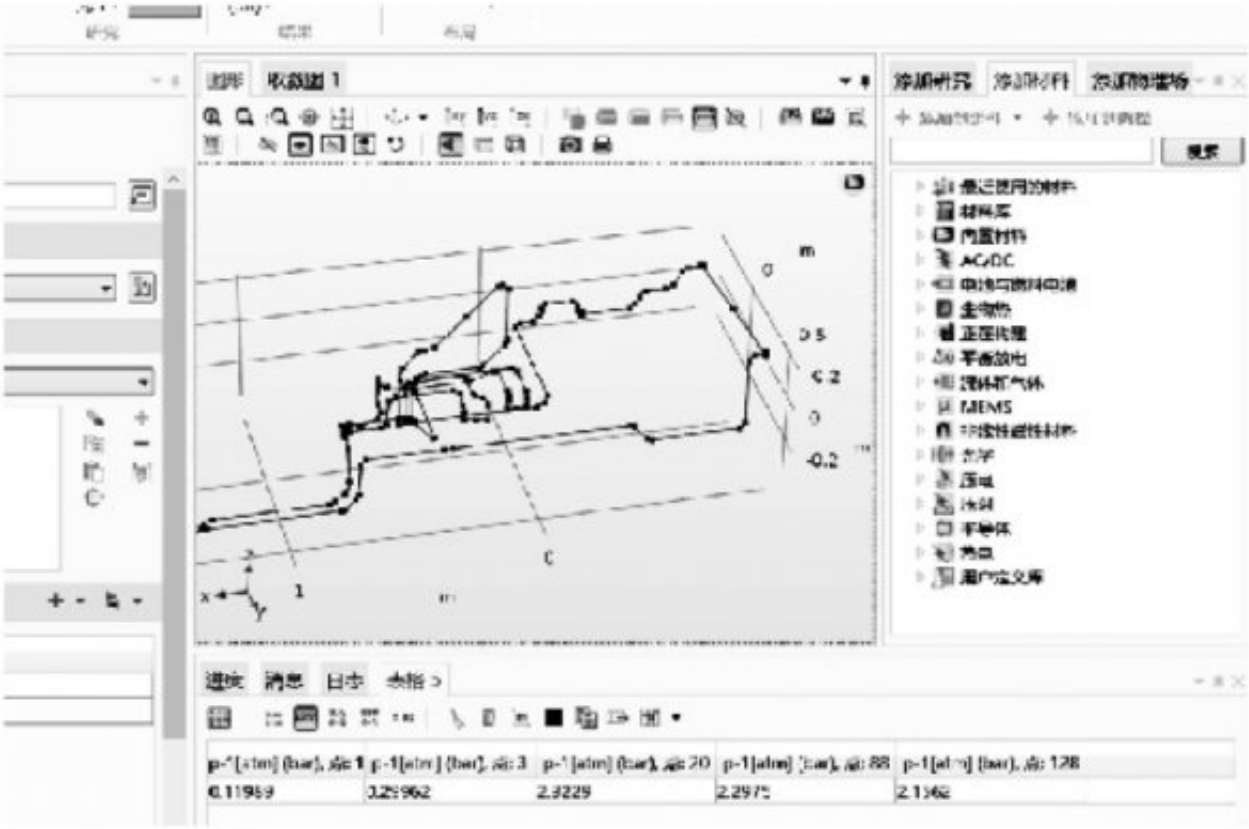

图 7 –方案三中的压力点值

3结论

通过以上三种方案的分析可以看出，方案三的为最优化方案，即DCDC支管路内径16mm；空压机机头支管路内径10mm；空压机电机和空压机控制器内径10mm-14mm变径。在流量分配上干路总流量18.4LPM，满足整车电机和电机控制器的流量要求≥16LPM；DCDC支管路流量为11.5LPM，满足DCDC流量要求≥10LPM；空压机机头支管路流量分配2.8LPM，满足流量要求3~5LPM；空压机电机与空压机控制器，流量分配3LPM，满足流量要求3~5LPM；在压力分配上空压机电机、空压机控制器、空压机泵头、DCDC的入液压力在承受的范围内。

参考文献

[1] 申晓光,褚德海,曲莹军.水管路水力特性数值模拟[J].黑龙江科技信息, 2015(32):44-45.

[2] 赵秀凤.引水遂洞洞内消能水工模型试验的研究[D].华北水利水电学院, 2006.

[3] 赵宝峰,金英子,卢玉邦,等.对突然扩大局部水头损失的初探[J].东北农业大学学报, 1997(2):175-178.

[4] 贺益英,赵懿珺,孙淑卿,等.弯管局部阻力系数的试验研究[J].水利学报, 2003, 34(11):54-58.

[5] Valiantzas J D. Modified Hazen Williams and Darcy-Weisbach Equa-tions for Friction and Local Head Losses along Irrigation Laterals[J]. Journal of Irrigation & Drainage Engineering, 2005, 133(2):342-350.

[6] 茅泽育,赵凯,赵璇,等.管道汇流口局部阻力试验研究[J].水利学报, 2007, 38(7):812-818.

[7] 宋长福,夏小娟.有连接管的调压室水头损失系数研究[J].水利科技与经济, 2005, 11(10):604-606.

[8] 王开,傅旭东,王光谦.倒虹吸有压弯管的局部水头损失系数计算方法比较[J].水资源与水工程学报,2006,17(5):1-4.

原文地址：http://www.china-nengyuan.com/tech/163451.html