

双燃料发动机天然气供气系统设计

裘春华, 孙永元, 王 璞

(中船三井造船柴油机有限公司, 上海 201306)

摘 要: 详细介绍了自主设计建造的匹配 DF 机及 ME-GI 机的低压和高压天然气供气系统的基本构成、主要设备选型以及相关设计要点。研究成果可为船舶天然气供气系统的设计, 或客户在确认供气系统时提供参考。

关键词: 双燃料发动机; 天然气供气系统; 设计

中图分类号: TK434.6 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2018)05-0027-07

Design of the Natural Gas Supply System for a Dual-Fuel Engine

Qiu Chunhua, Sun Yongyuan, Wang Pu

(CSSC-MES Diesel Co., Ltd., Shanghai 201306)

Abstract: The self-developed and manufactured low pressure and high pressure natural gas supply systems matching with DF engines and ME-GI engines are introduced in detail, including the constitution, main equipment selection, as well as key points of design. The research achievements are supposed to offer reference for the design of marine natural gas supply system and the selection of air supply systems by customers.

Key words: dual fuel diesel engine; natural gas supply system; design

0 引 言

随着国际贸易和船舶运输的迅速发展, 以石油产品为燃料的船用柴油机的废气排放对环境造成的污染越来越严重, 如何降低船用柴油机的废气排放已引起国际社会的广泛关注。

为了限制船用柴油机废气排放对环境的污染, 各国政府和国际组织相继制定了相关的排放限制法规。1997年9月, 国际海事组织 IMO 通过了《国际防止船舶造成大气污染公约》附则 VI, 该附则对船舶发动机的 NO_x 、 SO_x 排放做了明确规定。

为了实现节能减排, 满足严格的排放法规要求, 一些新技术被提出, 如选择性催化还原 (SCR)、废气再循环 (EGR)、燃气再循环 (CGR)、进气加湿 (SAM)、缸内直接喷水 (DWI)、双燃料发动机 (Dual-Fuel Engine) 技术

等。其中选择性催化还原技术、废气再循环技术和双燃料发动机技术均是现阶段解决船用发动机排放问题的可行方案。

1 双燃料船用低速发动机概述

船用低速双燃料发动机是指不仅可以使使用燃油 (柴油/重油) 作为燃料, 同时可以采用天然气等清洁能源作为燃料的船用发动机。船用低速双燃料发动机最初是作为液化天然气 (LNG) 运输船发动机的一种备选方案, 用于解决 LNG 运输船货舱内自然挥发的天然气 (Boil Off Gas, BOG) 利用率不足的问题; 但鉴于双燃料发动机具有相对于传统船用柴油机更为优良的尾气排放特性, 在排放问题日益突出的今天, 双燃料发动机具有了更为广阔的市场前景。目前已有的低速船用双燃料发动机的类型如表 1 所示。

收稿日期: 2017-07-20

作者简介: 裘春华(1973-), 男, 工程师, 主要研究方向为柴油机及配套产品新技术, qiuchunhua@shcmd.com.cn。

表 1 主要双燃料船用低速发动机类型

专利商	机型	燃料	供给压力/ MPa	喷射压力/ MPa
MDT	ME-GI	天然气	30	30
	ME-GIE	乙烷	38	38
	ME-LGIM	甲醇	1	55
	ME-LGIP	液化石油气	5	60
WinGD	DF	天然气	1.6	-

从表 1 可以看出：专利商 MDT 在双燃料船用低速发动机领域的研发力度很大，不仅有采用天然气的双燃料发动机 ME-GI 机，还有适用于乙烷、甲醇、LPG（液化石油气）运输船的其他类型双燃料发动机，其中 ME-LGIP 目前还没有正式订单。除此之外，采用乙醇、DME（二甲醚）、VOC（挥发性有机化合物）等燃料的双燃料发动机也处于研发阶段。

MDT 的双燃料船用低速发动机订单（包括 ME-GI、ME-GIE、ME-LGIM）目前已超过 165 台。ME-GI/GIE 主机采用的是机外加压、机内直接喷射的工作原理，而 ME-LGIM/LGIP 以及后续将会推出的 ME-LGIE/LGID 等，都采用机外循环供给、机内加压的工作原理。因此，两类双燃料发动机的燃料供给系统设计具有较大的差异性。

专利商 WinGD 目前仅有采用天然气的双燃料船用低速发动机（DF 机），暂时没有开发其他双燃料发动机的计划，DF 主机的订单目前也已超过 50 台。

ME-GI 机和 DF 机在兼顾智能电喷柴油机可靠性、灵活性的同时，在节能与环保方面又有了显著地提高，其 NO_x 、 SO_x 、 CO_2 、固体颗粒物等的排放均有下降，而且 DF 机的 NO_x 排放更是可以满足 Tier III 要求，得到了航运界极高的关注。天然气是目前普及范围最广的清洁能源，燃烧产物主要是 H_2O 和 CO_2 ，同时硫含量也极低，可以有效降低 SO_x 排放。因此，天然气作为一种绿色、环保、安全的清洁能源，有望成为船舶动力领域首选绿色能源。

ME-GI 机及 DF 机适用的船型范围非常广，集装箱船、散货船、矿砂船、滚装船、油轮、LNG 运输船等船型均可采用，而其他类型的双燃料发动机通常仅适用于相应燃料的化学品运输船。

采用双燃料发动机 ME-GI 机或 DF 机的船舶，必须同时搭载一套天然气供气系统。上海中船三井造船柴油机有限公司目前已完成匹配 ME-GI 机和 DF 机的高压及低压天然气供气系统的设计和建造，

并且取得了船级社 AIP 证书。本文将基于该系统就天然气供气系统的主要设备选型和相关设计要点进行介绍，为船舶天然气供气系统的设计或客户在确认供气系统技术规格书时提供指导。

2 天然气供气系统 FGSS

2.1 FGSS 基本原理

本文提及的天然气供气系统指为 ME-GI 机或 DF 机供给符合流量、压力、温度要求的天然气的系统。根据供气压力的不同，可简单分为用于 ME-GI 机的高压（20 ~ 30 MPa）供气系统和用于 DF 机的低压（~1.6 MPa）供气系统。

考虑到 LNG 体积更小，作为船用燃料存储更方便，因此除 LNG 船之外的所有船型采用 ME-GI 机或 DF 机所配套的天然气供气系统的基本工艺流程均是：将低温、低压的 LNG 通过 LNG 输送泵先加压，再经 LNG 气化器气化，转化为满足双燃料发动机使用要求的天然气。图 1 为天然气供气系统的基本工艺流程示意图。

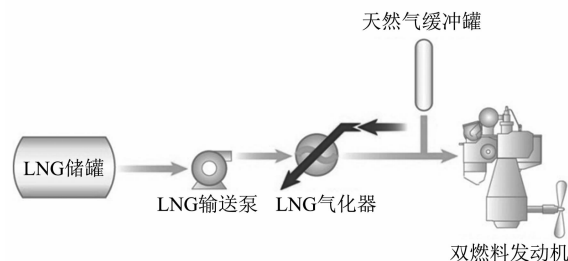


图 1 天然气供气系统基本工艺流程

此外，天然气供气系统应可实现自动化控制，除实现对天然气流量、压力、温度的自动调控外，还要实现系统的启停、阀的通断、天然气的泄放、惰性气体的吹扫等功能。

2.2 FGSS 基本构成

根据天然气供气系统不同的工艺功能进行划分，天然气供气系统可以划分为以下几个模块：

- (1) LNG 存储模块：即 LNG 储罐，用于 LNG 的存储，为系统提供天然气气源；
- (2) LNG 加注模块：根据不同加注要求设计不同的加注模块，用于 LNG 燃料罐的加注；
- (3) 惰性气体模块：用于惰性气体的存储，为系统提供惰性气体气源，通过减压阀为天然气管路和主机吹扫供给惰性气体；
- (4) LNG 输送模块：即 LNG 输送泵，用于将 LNG 加压到双燃料发动机要求的天然气压力；
- (5) LNG 气化模块：包括 LNG 气化器以及水

乙二醇循环模块，用于将加压后的 LNG 气化为要求温度的天然气；

(6) 阀组单元：实现对燃气供应及切断，以及惰性气体吹扫的控制；

(7) 通风系统：用于保持主机及机舱内双层燃气管的通风，实时监测是否出现燃气泄漏；

(8) 燃烧单元：为 LNG 气化模块提供热源；

(9) 控制和安保系统：用于整个供气系统的控制监测和安全保护；

(10) 其它零星设备：如 CNG 缓冲罐、HC 浓度监测传感器、流量计、阀门等。

2.3 FGSS 系统主要技术指标

天然气供气系统的主要任务为满足双燃料发动机 ME-GI 机或 DF 机对天然气的使用需求，因此天然气供气系统的主要技术指标设计如下：

(1) 供气压力

ME-GI 机：20 ~ 30 MPa，DF 机：1.55 MPa；

(2) 供气温度

ME-GI 机：45 ± 10 °C，DF 机：20 ~ 60 °C；

(3) 压力波动

ME-GI 机：≤ ±0.2 MPa，DF 机：≤ ±0.05 MPa。

天然气供气系统应至少满足以上技术指标，才能保证双燃料主机的可靠稳定运行。

3 低压供气系统设备选型

本节将以公司自主设计的低压天然气供气系统为例，介绍低压天然气供气系统部分主要设备的设计选型。

所设计的低压天然气供气系统目前最大可满足 W7X82DF 的试车调试需求，同时预留了相关接口，具备后期的改造扩容能力。W7X82DF 机的主要技术参数如表 2。

表 2 W7X82DF 机主要技术参数

NMCR (最大功率点) 功率 $P/ \text{kW} @ (\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	30 240@84
NMCR 下天然气设计耗量 $\text{SGC}/ (\text{g} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1})$	141.8
天然气标准热值 $\text{LCV}/ (\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1})$	50 000
天然气供气压力/MPa	1.55 ± 0.05
天然气供气温度/°C	20 ~ 60

最大功率下天然气耗量的设计允差要求 ≤ 5%，在此基础上再考虑 5% 的裕度，则 W7X82DF 机最大功率点的天然气耗量 SGC_{max} 为 156.0 ($\text{g} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}$)。

因此低压天然气供气系统按照最大功率点的天然气耗量 156 ($\text{g} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}$) 进行设计。天然气的最大质量流量 Q_m 为：

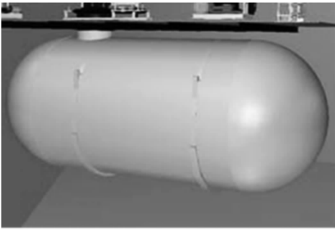
$$Q_m = \text{SGC}_{\text{max}} \times P = 4\,717 \text{ (kg} \cdot \text{h}^{-1}\text{)}$$

LNG (密度 ρ 约为 0.45 ($\text{kg} \cdot \text{L}^{-1}$)) 的最大体积流量 Q_v 为：

$$Q_v = Q_m \div \rho = 175 \text{ (L} \cdot \text{min}^{-1}\text{)}$$

3.1 LNG 储罐选型

LNG 燃料罐的选型应主要考虑储罐的设计压力、容积和实际使用的特殊要求。对于船用天然气供气系统，LNG 燃料罐通常有 B 型罐、C 型单层罐和 C 型双层罐三种，其中 C 型单层罐和 C 型双层罐为承压罐，设计压力可以达到 1.0 MPa 以上；C 型单层罐外部有绝缘包覆绝热，C 型双层罐之间采用抽真空的方式绝热，双层罐之间一般填充珠光砂粉末。C 型罐的优点在于技术成熟，可以承压；缺点是同容积下占用的空间较大。B 型罐则属于非承压罐，优点在于可以按照舱室形状进行设计，可以提高船舱空间利用率；缺点是须要有次级屏蔽。图 2 为 C 型、B 型 LNG 燃料罐示意图。



C型罐

B型罐

图 2 C 型、B 型 LNG 燃料

LNG 储罐的设计压力应按照工作压力，并考虑实际工况来确定。目前独立型 LNG 燃料罐仅 C 型罐可以承压，设计压力越高，罐壁越厚，制造成本和制造难度也相应提高。因此按需设计是产品设计成本优化的问题。

LNG 储罐的容积应按照实际用气量来确定，对于船用天然气供气系统，容积设计依据双燃料发动机的天然气耗量和运行航线进行计算；试车台用供气系统的容积则依据双燃料发动机的天然气消耗量和试车周期来设计。

C 型双层罐是目前陆用较多的 LNG 储罐类型，技术成熟度高。此次公司设计的天然气供气系统采用 C 型双层罐，考虑到正常工作压力和 LNG 输送泵的旁通回流会有一定的 BOG 产生，因此设计压力定为 0.6 MPa，较高的设计压力可提高储罐本体的安全性。LNG 储罐容积依据双燃料发动机的实际试车调试需求进行选型，LNG 的总需求量 $V_{\text{总LNG}}$ 按照 W7X82DF 在最大工况连续运行 8 h 来计算：

$$V_{\text{总}} = Q_v t = 175 \times 8 \times 60 / 1\,000 = 84 \text{ m}^3$$

LNG 的总耗量为 84 m^3 , 再考虑少量用于燃烧单元的天然气以及一定的裕量, LNG 储罐有效总容积为 90 m^3 左右较为合适。通常 C 型双层罐的有效充装率约为 90%, 也即 LNG 储罐的总容积应为 100 m^3 , 最终选择两个容积均为 50 m^3 的储罐, 使用可更便利。

3.2 LNG 输送泵选型

LNG 输送泵选型依据的主要参数为最大 LNG 流量和最大 LNG 扬程。

LNG 最大流量应符合双燃料发动机的最大需求, 可参照之前计算。

LNG 输送泵最大扬程应确保输送的 LNG 在克服系统压损之后, 仍能在输出端达到双燃料发动机要求的压力。建议先根据经验初定 LNG 输送泵的最大扬程, 随后根据计算出的系统压损再进行确认。

根据上述设计原理设计的低压供气系统 LNG 输送泵的最大输送能力大于 $175 (\text{L} \cdot \text{min}^{-1})$, 可以满足 W7X82DF 的试车调试需要; 最大扬程超过 450 m (约 2.0 MPa), 可以确保供给的天然气压力满足 DF 机的使用需求。

为覆盖更小机型以及不同功率负荷下的试车要求, 最终选用的是变频 LNG 输送泵。由于变频泵有一定的流量调节范围, 当双燃料发动机功率足够小时, LNG 输送泵的最小输出流量无法再变频调节, 因此在 LNG 输送泵出口增加了一路旁通回流, 使 LNG 输送泵的实际最小输出流量可满足双燃料发动机极低负荷下的天然气消耗量需求。

LNG 输送泵的进口应尽量布置在较低的位置, 以保证一定的静压, 避免 LNG 在加压过程中气化, 导致气蚀。

3.3 LNG 气化器选型

LNG 气化器是将 LNG 等压加热到 DF 机所需的温度。气化器的选型须要确认冷侧介质、冷侧介质流量、冷侧介质进出口温度, 热侧介质、热侧介质流量、热侧介质进口温度等信息。

对于 LNG 气化器, 冷侧介质为加压的 LNG; 热侧介质通常选择水-乙二醇混合溶液, 其主要优点是冰点较低, 50% 体积浓度的水-乙二醇溶液冰点低于 -20°C , 可以有效改善 LNG 气化器中出现结冰的情况。

冷侧介质 LNG 的进口温度可视为 -162.5°C (LNG 在常压下的沸点), 也可以根据焓差计算 LNG 实际进口温度, 注意此时 LNG 燃料罐内 LNG 可视为饱和液体; LNG 的出口温度, 也即 CNG (压缩天然气) 出口温度, 应大于 DF 机要求的最低

温度, 同时再考虑沿程热量损失, CNG 的最低出口温度可设定为 25°C 。

热侧水-乙二醇溶液的进口温度及流量影响冷侧 CNG 的出口温度。由公式 (1) 可知: 根据已知的冷侧介质状态可以计算出总的换热量。但对于热侧介质, 循环量和进出口温差在总换热量确定的情况下成反比, 见式 (1):

$$\begin{aligned}\Delta Q_{\text{换热}} &= C_{\text{LNG}} \rho_{\text{LNG}} Q_{\text{VLNG}} \Delta T_1 \\ &= C_{\text{水-乙二醇}} \rho_{\text{水-乙二醇}} Q_{\text{V水-乙二醇}} \Delta T_2\end{aligned}\quad (1)$$

式中: $\Delta Q_{\text{换热}}$ 为 LNG 气化器的换热量, kJ ; C_{LNG} 为 LNG 的比热, $(\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1})$; ρ_{LNG} 为 LNG 的密度, $(\text{kg} \cdot \text{L}^{-1})$; Q_{VLNG} 为 LNG 的体积流量, $(\text{L} \cdot \text{min}^{-1})$; ΔT_1 为 LNG 侧进出口温差, $^\circ\text{C}$; $C_{\text{水-乙二醇}}$ 为水-乙二醇溶液的比热, $(\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1})$; $\rho_{\text{水-乙二醇}}$ 为水-乙二醇溶液的密度, $(\text{kg} \cdot \text{L}^{-1})$; $Q_{\text{V水-乙二醇}}$ 为水-乙二醇溶液的体积流量, $(\text{L} \cdot \text{min}^{-1})$; ΔT_2 为水-乙二醇溶液的进出口温差, $^\circ\text{C}$ 。

通过设计研究得出以下简洁有效的技术方案, 即确保水-乙二醇溶液的进口温度稳定在 60°C 左右, 同时保持水-乙二醇溶液的循环流量恒定。采用该方案, 冷侧 CNG 的出口温度不超过 60°C , 同时满足水-乙二醇的出口温度大于等于冷侧 CNG 最低出口温度的要求。确定进出口温差后, 可以直接计算出水-乙二醇溶液的最小循环流量需求。由于介质的比热和密度与介质的温度相关, 式 (1) 仅用作估算热侧介质流量和温差要求的理论依据, 采用公式 (1) 计算出的总换热量偏差较大, 推荐采用式 (2) 焓差方式计算总换热量。

$$\Delta Q_{\text{换热}} = \Delta H_{\text{LNG}} Q_{\text{mLNG}} = \Delta H_{\text{水-乙二醇}} Q_{\text{m水-乙二醇}}\quad (2)$$

式中: $\Delta Q_{\text{换热}}$ 为 LNG 气化器的换热量, kJ ; ΔH_{LNG} 为 LNG 的焓差, $(\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1})$; Q_{mLNG} 为 LNG 的质量流量, $(\text{kg} \cdot \text{min}^{-1})$; $\Delta H_{\text{水-乙二醇}}$ 为水-乙二醇溶液的焓差, $(\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1})$; $Q_{\text{m水-乙二醇}}$ 为水-乙二醇溶液质量流量, $(\text{kg} \cdot \text{min}^{-1})$ 。

图 3 为所研发的低压供气系统的温度控制原理。LNG 气化器的最终热源为热水, 热水的热量通过板式换热器传递给水-乙二醇溶液, 再通过水-乙二醇溶液加热 LNG。其中水-乙二醇溶液循环流量恒定, LNG 气化器热侧进口温度也保持稳定。当 LNG 流量变化时, 水-乙二醇溶液的进口温度将发生变化, 此时可通过调节热水至板式换热器进口的旁通阀开度来保持水-乙二醇进口温度稳定。

热源 (热水) 所须提供的最大热量根据 LNG 气化器的总换热量除以各级换热器的效率来确定。

本文低压供气系统需要外部供热的最大功率约为 1 400 kW，据此可以给出经验系数，也即 DF 机功率与低压供气系统外部热源功率比约为 20:1。

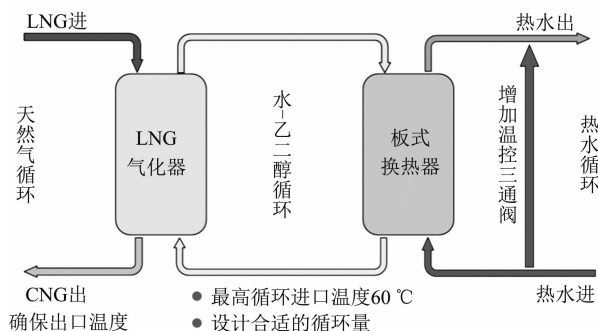


图 3 低压供气系统温度控制原理

3.4 CNG 缓冲罐设计

低压供气系统中设置 CNG 缓冲罐是为了避免供气压力突然上升或下降导致 DF 机出现 Gas Trip（双燃料模式切换为燃油模式）。CNG 缓冲罐设计的重点主要是确认其容积和设计压力。容积根据实际使用需求进行计算，压力则根据低压供气系统的最大工作压力，此处可按照 2.5 MPa 进行设计。

基于低压供气系统的管路容积以及调压阀的存在，DF 机稳态运行时，供气压力的正常波动通常不会超出限定值，但是部分特殊工况下仍然存在压力突变的风险。

(1) 当低压供气系统启动完成后，阀组单元须要进行自检并等待 DF 机给出双燃料模式运行命令，在阀组单元打开前供气系统仍然在运行，但并没有天然气消耗，系统中的天然气压力将上升，会导致系统中天然气压力过高，导致 Gas Trip。对于该种情况，可以通过前文所述的 LNG 输送泵旁通回流来解决。当系统内天然气压力超过设定值，首先通过变频器将 LNG 输送泵输出流量降低，当降至最低输出流量后系统内天然气压力仍然上升，此时逐渐增加 LNG 输送泵后的旁通回流阀开度，确保系统不再新增天然气，系统压力不再上升。

(2) 当阀组单元打开后，供气系统内的天然气将会迅速充满 DF 机的燃气管路，压力明显下降，此时如果阀组单元前的天然气存量不足，会使系统中天然气压力过低，导致 Gas Trip。此时就须要在系统中增加一个 CNG 缓冲罐来确保系统的容积满足要求。

以本文低压供气系统为例，考虑 W7X82DF 在 85% 负荷下进行模式切换来计算 CNG 缓冲罐容积。DF 机 85% 负荷下的最低进气压力要求约为 1.2 MPa，阀组单元前的天然气管道容积约为 4.4 m³，而阀组单元后的天然气管道、阀组单元及

DF 机的燃气管道容积约为 0.7 m³。为确保阀组单元前天然气压力可以稳定在 1.55 ± 0.05 MPa，在阀组单元前增加了一个减压阀，减压阀前的天然气压力要求 1.7 MPa 左右。当阀组单元打开瞬间，天然气压力瞬间降低至 1.45 MPa，虽然不会导致 Gas Trip，但是该压力已经低于阀组单元要求的进口压力，因此可考虑增加 CNG 缓冲罐。通过计算，增加 2 m³ 的缓冲罐，使得在此工况下天然气的压力仍可达到 1.52 MPa，满足阀组单元进口压力要求。缓冲罐的设计压力为 2.5 MPa。

3.5 供气系统管道设计

管道设计包括管材、管径和壁厚的设计。

管材设计依据使用环境和介质；管径则根据流量、流速和压损进行设计；而管道壁厚则根据管道设计压力计算得出。

奥氏体不锈钢具备良好的机械性能及低温强度，在 LNG 相关领域得到广泛应用。公司位于上海临港，为海边环境，空气中的盐分、氯离子等相对较高，因此低压系统中所有 LNG 及天然气管路均选用奥氏体不锈钢 316L。316L 既耐腐蚀又耐低温，焊接特性也比较好的。其他介质管道则根据实际情况选择不锈钢或者碳钢。

考虑到低压供气系统的供气压力低，管材及管附件参照 PN25 进行设计即可满足要求。管径和壁厚选用标准型材，采用 ASME B36.19/10M 标准，主要考虑其和进口阀或连接件的连接安装适用性较好。

管径设计中，建议 LNG 输送泵前流速不宜超过 1 (m · s⁻¹)，LNG 输送管路流速不宜超过 3 (m · s⁻¹)，LNG 输送泵至气化器的流速不宜超过 6 (m · s⁻¹)，天然气流速 10 ~ 15 (m · s⁻¹)，最大不宜超过 20 (m · s⁻¹)。低压供气系统的最大 LNG 消耗量为 4 717 (kg · h⁻¹)，可以依此计算出工艺系统中主管路的初选通径：LNG 泵前管路为 DN65，其他 LNG 输送管路为 DN40，LNG 输送泵至 LNG 气化器为 DN25，LNG 气化器管路后的天然气输送管路为 DN100。

管道壁厚一般可以根据下式进行计算：

$$t_{(0)} = \frac{PD_0}{2[\sigma_0]e + P} \quad (3)$$

式中： $t_{(0)}$ 为管道设计壁厚，mm； P 为管道设计压力，MPa； D_0 为管道外径，mm； e 为焊接系数； σ_0 为管材许用应力，MPa。

影响管路规格设计的另一个主要因素是管道压损，由于须确保天然气供气系统输出端的压力，如果系统管道压损太大，就必须选择具有更大扬程的

LNG 输送泵。天然气供气系统管道压损主要集中在 LNG 气化器出口至阀组单元的天然气输送管, 包括沿程压损和局部压损。管道压损可以通过理论计算或者软件模拟得到。

根据图4 管路布置, 通过软件建模并模拟计算可得: 如果管路通径为 DN100, 则管道压损约为 0.064 MPa, 而 DN150 的管道压损约为 0.024 MPa, DN200 的管道压损约为 0.019 MPa。考虑后续可能的系统扩容需求, 最终选择 DN150 作为低压供气系统的天然气输送管, 也即目前所用天然气输送管的管道压损为 0.024 MPa。

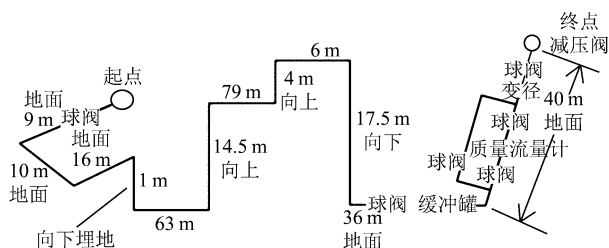


图4 中船三井低压供气系统天然气输送管路布置

除此之外, 再考虑供气系统中其他设备的压损, 如 LNG 气化器 (约 0.02 MPa), 天然气滤器 (约 0.02 MPa), 天然气质量流量计 (约 0.05 MPa) 等, 就可以确定 LNG 输送泵实际需要的扬程。根据计算结果, 并考虑其他未计入部分的压力损失以及一定的裕量, 该低压供气系统内部的压力损失小于 0.3 MPa。按照设计要求, 阀组单元前减压阀处的天然气压力应大于 1.7 MPa, 因此选择扬程 450 m (约 2.0 MPa) 以上的 LNG 输送泵可以满足系统的压力供给要求。

4 高压供气系统设备选型

高压供气系统匹配 ME-GI 主机, 供气压力和温度要求都与 DF 机不同, 但设备选型思路是一致的。本节将以公司自主设计的高压供气系统为例, 重点介绍高压供气系统与低压供气系统的差异部分。

所设计的高压天然气供气系统目前最大可满足 7G80ME-GI 的试车调试需求, 同时预留了相关接口, 具备后期改造扩容能力。7G80ME-GI 机的主要技术参数如表 3。

表3 7G80ME-GI 机主要技术参数

NMCR (最大功率点) 功率 $P/\text{kW} @ (\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	32 970@72
110% NMCR 功率 $P_{110\%}/\text{kW}$	36 276
110% NMCR 下天然气耗量 $\text{SGC}/(\text{g} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1})$	~136.7
天然气标准热值 $\text{LCV}/(\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1})$	50 000
天然气供气压力/MPa	20 ~ 30
天然气供气温度/℃	45 ± 10

由于 ME-GI 机的双燃料模式须要测试 110% 负荷工况, 因此天然气的最大消耗量应参照 110% 负荷功率进行计算; 参照 100% 负荷下的设计天然气消耗量和设计允差要求。110% 负荷功率下, 天然气消耗量的允差 ≤ 5%, 在此基础上同样再额外考虑 5% 的裕度, 则 110% 最大功率点的天然气耗量 $\text{SGC}_{\max}$ 为 $150.4 (\text{g} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1})$ 。

高压供气系统按照 7G80ME-GI 110% 最大功率点的天然气耗量 $150.4 (\text{g} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1})$ 进行设计。天然气的最大质量流量 Q_m 为:

$$Q_m = \text{SGC}_{\max} P_{110\%} = 5\,455 (\text{kg} \cdot \text{h}^{-1})$$

LNG (密度 ρ 为 $0.45 (\text{kg} \cdot \text{L}^{-1})$) 的最大体积流量 Q_v 为:

$$Q_v = Q_m / \rho = 202 (\text{L} \cdot \text{min}^{-1})$$

4.1 LNG 高压泵选型

LNG 高压泵选型同样须要确认最大的 LNG 流量以及实际需要的 LNG 扬程。选型设计思路与低压供气系统一致。

ME-GI 机的天然气供气压力要求为 20 ~ 30 MPa, 仅采用离心式 LNG 潜液泵无法满足该压力要求, 因此还须要在供气系统内增加 LNG 高压泵。

不同厂家的 LNG 高压泵进口要求不同, 有的不要求 LNG 进口压力, 仅须要满足一定的 LNG 高压泵进口高度差, 因此该种 LNG 高压泵可以直接与 LNG 储罐连接; 有的要求 LNG 高压泵前的 LNG 必须达到一定的进口压力 (例如 0.5 MPa), 因此必须在 LNG 储罐和 LNG 高压泵之间保留 LNG 输送泵。

LNG 高压泵是容积泵, 压力的建立完全依靠天然气供气系统中 CNG 的背压。LNG 高压泵的流量与转速成正比, 当 LNG 高压泵的转速, 也即流量大于系统末端天然气消耗时, 系统中天然气的压力上升; 当流量小于系统末端天然气消耗时, 系统中天然气的压力下降。电机驱动的 LNG 高压泵最小输出流量一般为额定流量的 20% ~ 30%, 如果转速进一步下降, LNG 高压泵中的 LNG 将吸收过多电机传导的热量而气化, 从而使 LNG 高压泵失压并发生气蚀, 损坏泵头。而液压驱动的 LNG 高压泵最小输出流量则可以达到额定流量的 5% 以下。

由于须要完成双燃料模式下的最低负荷或最低转速试验, 双燃料主机天然气试车系统中 LNG 高压泵的最小输出流量须要重点关注。不同于低压供气系统 LNG 输送泵, LNG 高压泵输出的 LNG 携带较大能量, 如果直接旁通回流会产生大量的 BOG, 因此考虑小泵 + 大泵的方案, 对不同的流量范围进行分别覆盖。其

中小泵的流量范围为 $20 \sim 76 \text{ (L} \cdot \text{min}^{-1})$ ，大泵的流量范围为 $60 \sim 202 \text{ (L} \cdot \text{min}^{-1})$ 。

4.2 阀组单元设计

高压供气系统的阀组单元不含调压功能，可以根据专利商的推荐进行购买，也可以自主设计集成。

阀组单元应根据实际功能需求进行设计，不仅要考虑天然气供给管路的通断控制，还须考虑惰性气体吹扫、高压惰性气体密性试验管路的通断控制。

图 5 为高压供气系统阀组单元原理图。最初的设计仅满足控制供气系统和 ME-GI 机之间的天然气通断；后续在不断的完善过程中增加了天然气管路的惰性气体吹扫功能；ME-GI 机调试前天然气管路密性试验功能；以及阀组单元慢开功能，防止阀组突然打开对供气系统中部分设备，如滤器等带来过大的气流冲击。

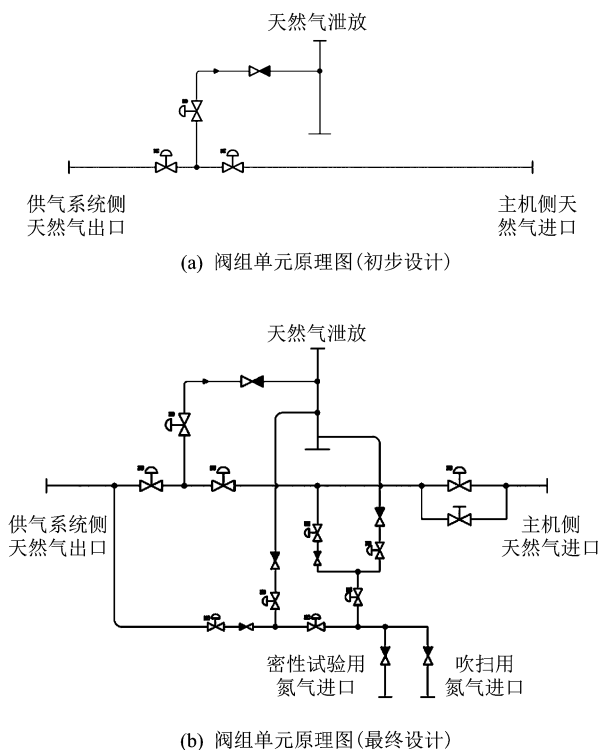


图 5 高压供气系统阀组单元原理图

由于 ME-GI 机的供气压力最高可达 30 MPa ，阀组单元内的阀件及连接件均应按照 PN420 进行选型，NO/NC 阀的选择应符合阀组单元的功能设计要求和控制逻辑。

4.3 控制系统

天然气供气系统最重要的部分就是控制系统，通过合理的控制逻辑，一方面可以优化供气系统工艺流程，另一方面可以提高系统的控制精度。

图 6 是高压供气系统控制系统拓扑图。通过对整个供气系统进行合理的模块划分，建立一级和二级控制，可以使系统各模块间以及各模块内部的控制更加简洁高效。

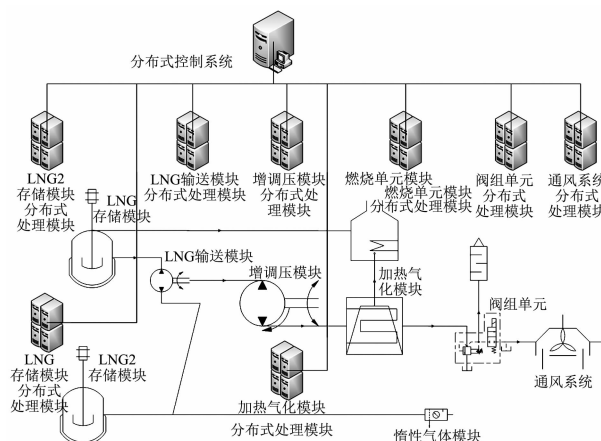


图 6 高压供气系统控制系统拓扑图

控制系统设计首先要完成整个系统的工作状态划分和工作流程设计，但在进行此项工作之前，应熟悉 ME-GI 机自身的工作流程，以及对供气系统工作状态的要求；同时整理出 ME-GI 机与天然气供气系统的信号交互要求及清单；清晰定义出天然气供气系统各个工作状态和准确简明的 workflows，便于梳理整套天然气供气系统的核心，或称为主干控制逻辑。

根据系统功能要求和主干控制逻辑，各个模块对应的工作状态和内部工作逻辑也可以得到清晰梳理。在梳理各模块的控制逻辑时，应同时整理各模块的对外信号清单，便于最终汇总至一级控制系统。

5 结 论

现阶段制约 DF 机和 ME-GI 机迅速推广的主要因素之一是初始成本的增加，不仅是船用发动机本身，还包括天然气供气系统。但是，考虑到天然气热值更高（超出燃油约 15%），同时采用双燃料发动机可以减少或者避免废气再处理的费用，长远来看，双燃料发动机在运行成本方面的优势可以回报船东增加的初始投入；若同时考虑到世界部分区域（如北美）LNG 价格与柴油/重油价格的巨大差异，那么其在船舶燃料成本方面的节约将十分可观。因此，无论是从柴油机技术发展的趋势，还是从节能减排的角度，双燃料发动机都会在未来的船舶市场占据非常重要的地位，而和双燃料发动机配套的天然气供气系统也具有广阔的市场前景。