



基于流态冰浆蓄冷的深远海风电就地消纳

黎福超^{1,2}, 陈明彪^{1,2}, 杜 群^{1,2}, 陈永珍^{1,2}, 宋文吉^{1,2}, 林文野^{1,2}, 冯自平^{1,2}
(¹中国科学院广州能源研究所; ²中国科学技术大学能源科学与技术学院, 广东 广州 510640)

摘 要: 考虑深远海风电远距离输电带来的高成本与限制性, 提出了一种以冰浆作为蓄冷载体的就地消纳深远海风电的技术路线, 以南海某台风力发电机为研究对象, 建立了性能与经济性评价模型, 对循环 COP、制冰速度、单位电耗、费用年值、单位制冰费用进行分析。并与船载场景下的制冰机相对比。结果表明: 风电消纳制冰浆机组在海面下取水并补充淡水制冰的情景下制冰速度可达 57.18 t/h, 单位电耗 39.47 kWh/t, 较同功率下海水片冰机制冰速度提升 80.4%, 单位电耗降低 51.1%, 产能大能效高; 储冰罐全年冷量损失比率不超过制冷量的 2.7%, 综合各项冷量损失, 全年冷量损失比率不超过 5%, 且几乎不随海水流速变化波动, 隔热能力优秀; 计入冷量损失, 机组全年冰产量达 95.17 万吨, 可冷藏至少 47.59 万吨海产品, 供应 1100 艘以上千吨级渔船使用, 能够满足大规模的冰需求; 机组费用年值为 1758.70 万元, 制取单位冰浆费用低至 36.96 元/吨, 较船载场景下海水片冰机减少 47.3%, 具有较强竞争力, 经济可行性良好。

关键词: 风电消纳; 制冰; 蓄冷; 冰浆; 经济性分析

doi: 10.19799/j.cnki.2095-4239.2023.0536

中图分类号: TK 02

文献标志码: A

文章编号: 2095-4239 (2023) 12-3730-10

Research on *in-situ* remote offshore wind-power consumption based on ice-slurry cold storage

LI Fuchao^{1,2}, CHEN Mingbiao^{1,2}, DU Qun^{1,2}, CHEN Yongzhen^{1,2}, SONG Wenji^{1,2},
LIN Wenye^{1,2}, FENG Ziping^{1,2}

(¹Guangzhou Institute of Energy Conversion, Chinese Academy of Sciences; ²School of Energy Science and Engineering, University of Science and Technology of China, Guangzhou 510640, Guangdong, China)

Abstract: Considering the high cost and limitations of long-distance offshore wind-power transmission in far-reaching sea, a technical route is proposed herein using ice slurry as a cold storage medium for wind-power elimination in remote offshore spots. Considering a single wind-driven generator in the South China Sea as the research object, performance and economic evaluation models were developed to analyze the cycle coefficient of performance, ice-making speed, unit power consumption, annual cost, and unit ice-making cost. The generator unit was also compared with ice-making machines in shipboard scenarios. The results showed that in the case of water extraction from below the sea surface and replenishing freshwater for ice making, the ice-making speed of the ice-slurry generator unit based on wind power reached 57.18 t/h and the unit power consumption was 39.47 kWh/t.

收稿日期: 2023-08-09; 修改稿日期: 2023-09-06。

基金项目: 国家重点研发计划项目 (2021YFE0112500)。

第一作者: 黎福超 (2000—), 男, 硕士研究生, 研究方向为海上可再生能源, E-mail: lifc@mail.ustc.edu.cn; 通信作者: 宋文吉, 博士、研究员、博士生导师, 研究方向为大规模储电系统控制, E-mail: songwj@ms.giec.ac.cn。

引用本文: 黎福超, 陈明彪, 杜群, 等. 基于流态冰浆蓄冷的深远海风电就地消纳[J]. 储能科学与技术, 2023, 12(12): 3730-3739.

Citation: LI Fuchao, CHEN Mingbiao, DU Qun, et al. Research on *in-situ* remote offshore wind-power consumption based on ice-slurry cold storage[J]. Energy Storage Science and Technology, 2023, 12(12): 3730-3739.

Compared with seawater flake ice-making machines operating at the same power, the ice-making speed was increased by 80.4% and the unit power consumption was reduced by 51.1%. The unit exhibited high production capacity and energy efficiency; the ratio of annual cooling capacity loss from the ice storage tank did not exceed 2.7% of the refrigeration capacity, and it did not exceed 5% when all cooling capacity losses were combined. Moreover, it remained almost unaffected by changes in the seawater flow velocity. The insulation capability of the unit was also excellent. Considering the cooling capacity loss, the annual ice production of the unit reached 951700 tons, which can refrigerate at least 475850 tons of seafood and supply ice to more than 1100 1000-ton fishing ships, indicating that it could meet large-scale ice requirements. The unit's annual cost was 17587000 CNY, and the cost of producing ice slurry was as low as 36.96 CNY per ton, which was 47.3% less than that of a seawater flake ice-making machine in a shipboard scenario. These findings indicate the strong competitiveness and good economic feasibility of the unit.

Keywords: wind power consumption; ice making; cold storage; ice slurry; economic analysis

随着全球对清洁能源的需求不断增加, 深远海风电作为一种可再生的清洁能源形式, 受到越来越多的关注。相比于陆上风电, 海上风能资源更加丰富且稳定, 发电效率更高, 并且深海风电建设在远离沿海居民区等人口密集区域, 对于附近海岸线的环境更友好, 环保性更好。所以深远海风电技术可以有效减少陆地风电资源的局限性, 具有广阔的发展前景。然而, 由于深远海风电的特殊环境条件和施工难度, 其建设成本和运营成本相对较高, 直接影响了其应用范围和经济效益。

目前, 深远海风电利用的主要方式是将发电机组中产生的电力通过电缆传输到就近陆上电网, 但这种技术路线存在一定的局限性。一方面, 深远海区域距离陆地较远, 将电力传输到陆地需要建设大量的电缆及相关配套设施, 建设、维护成本极高; 另一方面, 大规模深远海上风电具有随机、波动、概率分布、反调峰等特性, 给风电外送消纳带来了极大的限制^[1]。

面对海上风电远距离输电带来的局限性, 许多学者开始探究就地消纳海上风电的可能性与经济性。其中, 葛维春等^[2]整理了海上风电输电与风电海水淡化的技术现状, 并结合输送线路、容量、距离、成本等因素对比分析了二者的经济性差异, 结果表明风电海水淡化、管道输送淡水的技术路线具有较好的经济性, 展现出良好的应用前景。张雯程^[3]分析了海上风电的出力特性, 在此基础上探讨了海水淡化负荷-储能优化调度消纳海上风电的作

用机理, 并相应提出了调度策略, 有效提升了海上风电消纳量。Yu 等^[4]以海上风电场电化学储能系统为例, 追求最佳经济效益, 提出了一种改进海上风电消纳能力的储能容量规划方法, 可为海上风电储能的容量规划和优化运行提供参考。但以上方案或多或少都不可避免地铺设电缆、管道与陆上电网或水网相连接, 且无法独立完全消纳风电, 这导致建设、维护成本居高不下。

另一方面, 随着远洋捕捞、海洋牧场技术的快速发展, 就地利用深远海风电进行蓄冷制冰浆有着不错的应用前景。首先, 鱼作为高度易腐烂的食品, 必须在捕捞后立即冷藏。片冰换热效果差且质地坚硬, 导致冷却速度慢且易将鱼划伤加速腐烂。而冰浆具有良好的换热与流动特性, 可充分接触渔获表面, 均匀、迅速将其降至冷藏温度, 最大限度减少损伤, 延长海产品的保质期。因此, 渔业成为冰浆技术最大的市场之一, 在多个国家得到了应用, 冰浆已被公认为一种优秀的保存介质^[5]。其次, 冰浆具有较高的能量储存密度, 潜热可达 334 kJ/kg, 可以作为极佳的冷量存储介质。与此同时, 海水冰浆不易团聚, 也更便于运输、泵送。此外, 渔船配备制冰机需要增加一定的初始投资与运营成本, 且设备、燃油占据一定空间, 使得鱼舱规模缩减。若以海上风电制取冰浆并将其存储, 供给远洋渔船冷藏海产品, 一方面可降低渔船的投资、运营成本, 另一方面可完成独立消纳深远海风电, 无须建设电缆, 减少高额的建设、维护成本, 且存储冷量损失

少，不足5%^[6]，存储效率高。

为此，本工作以单台风力发电机为例，提出了一种就地独立消纳深远海风电的技术路线，并对该技术路线做出经济性分析。该技术路线利用海水冰浆作为储冷介质，将机组发电量通过冰浆机组转为冷量，再将冷以冰浆的形式存储，最后供给过往的渔船使用或运输，形成了用电-制冷-蓄冷-用冷的一套风电消纳系统。该技术路线避免了长途输送线路的铺设，降低了初始建设和运营成本。分析该系统的经济性可为深远海风电就地消纳提供新思路，以

期为该技术路线的工程实践提供理论参考和依据。

1 系统和方法

1.1 系统原理

系统主要由海水冰浆机组与蓄冷部分组成，如图1所示。海水冰浆以过冷法制备，机组采用直接蒸发式单级压缩制冷循环，相较于一般的二级制冷剂循环效率更高，且同时以海水作为冷却介质，进一步降低冷凝侧温度以提高能效。制冷剂为R22，冷凝器为水冷板式换热器。板片的参数见表1。

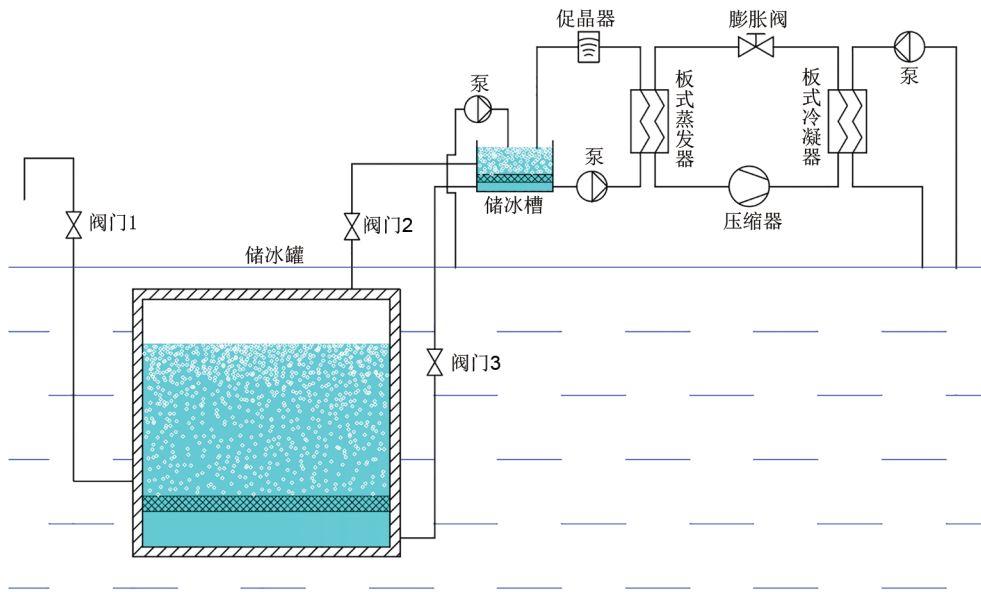


图1 系统简图

Fig. 1 Sketch of the system

表1 板式换热器板片参数

Table 1 Plate parameters of plate heat exchanger

波纹形式	板间距/mm	流道宽/mm	板片厚度/mm	换热面积/m ²	板材热导率/[W/(m ² ·℃)]
水平	4.8	430	1.2	0.52	14.4

海水泵入储冰槽中很快便被过冷到0℃以下，而后进入到促晶循环，该循环状态维持较长时间，所以计算主要面向过冷水循环。处于冰点的海水被泵入蒸发器中换热，获得1.5℃的过冷度^[9]，而后进入促晶器解除过冷形成冰晶，回到储冰槽进行过滤，不含冰晶的海水再次进入循环。蒸发器中的换热温差维持在3℃左右，若换热温差过大易造成换热器内结冰，形成冰堵^[7]。冷凝器内的换热温差维持在6~8℃。

储冰罐为以玻璃钢制成的圆柱形储罐，玻璃钢绝热效果好，耐腐蚀。将其置于水下，罐顶部距水

面1 m。其高度与直径相等，壁厚取0.1 m。连通储冰罐的阀门1、2、3皆常闭，待槽内冰浆IPF(含冰率)较高时，打开阀门2，将冰浆泵入储冰罐中存储。阀门3用于泵送海水以控制罐内冰浆IPF，使其处于浓度较高且便于运输的水平。若需取用冰浆，则打开阀门1，通过罐内加压或使用离心泵、螺杆泵等方式输送冰浆。

选取南海某地某台风力发电机作为研究对象，该地水温与太阳辐射历年平均数据如图2所示。其中光照时间以每日12 h计，当地海水盐度为3.5%，对应凝固点-2.1℃。该风力发电机装机容量为

4000 kW, 实际发电量按装机容量 50% 计, 即冰浆机组制冷压缩机输入功率计为 2000 kW。

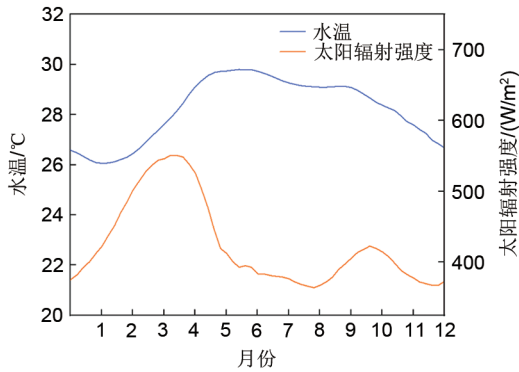


图2 全年水温、太阳辐射强度数据

Fig. 2 Annual figures of water temperature, solar radiation intensity

由于海水结冰时几乎不含盐分, 即得到的冰近乎为淡水冰, 若向储冰槽内补充海水, 随着循环的进行, 参与循环的海水盐度不断上升, 冰点随之下降, 系统若要继续运行必须降低蒸发温度牺牲能效, 最终更换海水。而向槽中补充淡水则不会面临该问题。其次, 在循环的海水再次进入蒸发器前去除冰晶, 防止其进入蒸发器引发冰堵, 去除冰晶的方式包括物理过滤、加热融化两种, 使用时选择一种方式即可。然而, 加热器会带来较大的电量消耗, 使得机组总体性能较低, 因此本工作采用 Zhang 等^[8]设计的回热器, 可降低 50% 左右的加热电耗, 并降低循环水在蒸发器入口处的温度。此外, 海面水温较高, 而随着深度增加, 穿过温度快速降低的温跃层, 海水温度下降变缓, 在温跃层底部取冷却水或使系统经济性提升。所以, 为更好地分析模型的经济性, 选取了 6 种运行方案进行对比分析: ①在海面取水, 机组设置加热器与回热器。②在 100 m 深处取水, 同样设置加热器、回热器。③在海面取水, 设置回热器, 将循环水与海水混合使其升温, 以代替加热器。④在 100 m 深处取水, 同样设置回热器, 循环水与海水混合。⑤在海面取水并采用反渗透法将其淡化, 循环水使用物理过滤。⑥同样使用淡水, 并在 100 m 深处取冷却水, 循环水同样使用物理过滤。

在 100 m 深处, 海水温度终年在 20 °C 附近(数据来源于国家科技基础条件平台-国家地球系统科学数据中心-南海分中心, <http://ocean.geodata>。

cn)。对于方案 1~4, 使用加热循环水的方式去除冰晶, 加热时温度最高为 0.1 °C。当槽内海水盐度上升到 7% 时更换海水, 可通过换热器回收这部分冷量, 因此忽略冷量损失。计算时槽内盐度取制冰过程中的平均值。对于方案 3、4, 与循环水混合的海水来自冷凝水来水管, 经过蒸发器后回到冷凝水管, 可降低冷凝水温。对于方案 5 与方案 6, 采用反渗透法淡化海水, 循环水使用物理过滤, 冰浆 IPF 取 50%, 所以为维持槽内海水盐度, 应向槽内加入淡水与海水的比例为 1:1。

1.2 系统主要性能计算方法

对于海水冰浆机组部分, 式(1)~(7)用于计算换热器的换热能力、换热量等, 以确定制冰机组具体运行参数, 式(8)~(15)则用于计算机组各项功耗、制冷循环能效系数、COP 等, 具体如下。

板式换热器海水侧换热系数采用准则关系式描述^[9]:

$$Nu = 0.091 \times Re^{0.73} \times Pr^n \quad (1)$$

式中, 系数 n 在流体被加热时为 0.4, 被冷却时取 0.3。

板式换热器制冷剂沸腾换热系数^[10]:

$$h_b = 0.122 \phi \left(\frac{\lambda_l}{d_h} \right) \times Re_{eq}^{0.8} \times Pr_l^{1/3} \quad (2)$$

式中

$$Re_{eq} = \frac{G_{eq} d_h}{\mu_l}$$

$$G_{eq} = G \left[(1 - x_m) + x_m \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right) \right]^{0.5}$$

式中, 放大系数 ϕ 取 1。

板式换热器制冷剂冷凝换热系数^[11]:

$$h_d = (h_{Nu}^2 + h_{shear}^2)^{0.5} \left[1.074 (t_s - t_w)^{-0.386} \right] \quad (3)$$

式中

$$h_{Nu} = 0.943 \left[\frac{\rho_l (\rho_l - \rho_g) g r \lambda_l^3}{\mu_l L_0 (t_s - t_w)} \right]$$

$$h_{shear} = h_l \left[1 + 1.128 x_m^{0.817} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.3685} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.2363} \left(1 - \frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{2.144} \times Pr^{-0.1} \right]$$

总的传热系数由式(4)计算:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{\delta}{\lambda} + 2R + \frac{1}{h_2}} \quad (4)$$

式中, 污垢热阻 R 取 $1.7 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{°C/W}$ 。

沸腾换热量可通过水侧计算得到:

$$Q_0 = M_w c_{p,w} (t_{w,i} - t_{w,o}) \quad (5)$$

冷凝器散热量可由下式计算:

$$Q_k = M_i \left[\frac{e_2 - e_1}{\eta_{c,s}} + e_1 - e_4 \right] \quad (6)$$

式中, 压缩机绝热系数 $\eta_{c,s}$ 取 0.8。

换热器所需换热面积计算式:

$$F = \frac{Q}{K \Delta t_{lm}} \quad (7)$$

海水在板式换热器内的压降及沿程水头损失计算式如下:

$$\Delta p = b \times Re \times \rho \omega^2 y \quad (8)$$

$$H = \lambda \frac{L \omega^2}{2 D g} \quad (9)$$

可将冷凝水进水口与出水口置于同一高度, 则水泵无须克服水的重力做功, 此时水泵的功率计算式:

$$P_w = \frac{M_w \left(\frac{\Delta p}{\rho g} + H \right) g}{0.75} \quad (10)$$

50% 含冰率的冰浆, 制冰量可由下式计算:

$$M_i = M_w \frac{c_{p,w} (t_{w,s} - t_{w,o})}{2 c_{p,w} (t_{w,f} - t_{w,s}) + \gamma} \quad (11)$$

加热器功率计算式:

$$P_h = M_w c_{p,w} (0.1 - t_{w,s}) \quad (12)$$

淡化海水电耗按 4 kWh/m³ 计算^[12], 则淡化海水所需功率:

$$P_d = \frac{M_w}{\rho} \times 4 \text{ kWh/m}^3 \quad (13)$$

制冷循环能效系数计算式:

$$\varepsilon_s = \frac{q_0}{w_{net}} = \frac{e_1 - e_4}{e_2 - e_1} \eta_{el} \quad (14)$$

式中, 压缩机电效率 η_{el} 取 0.7, 取值参考文献[13]。

冰浆机组循环 COP 计算式:

$$COP = \frac{\varepsilon_s P_{in}}{P_{in} + P_w + P_h + P_d} \quad (15)$$

对于蓄冷部分, 采用式(16)~(19)计算储冰罐的传热性能, 并以式(20)计算水下太阳辐射强度, 以确定其冷量损失速率。同时作以下假设: ①罐内冰浆温度始终保持在凝固点, 且温度均匀。②罐内壁面与冰浆间的换热视为自然对流, 而外壁面与海水间的换热视为强制对流。进行换热量计算时对象为满载状态的储冰罐。③在光照条件下, 假设太阳辐射的热量被罐体表面完全吸收并通过向内导热、向外对流换热的方式散热。由于太阳照射角度的变

化, 对太阳辐射强度乘以修正系数 0.632。

储冰罐外壁面换热系数采用准则关系式描述:

$$Nu = C \times Re^m \times Pr^{1/3} \quad (16)$$

式中, C 上壁面取 0.332, 侧壁面取 0.683; m 上壁面取 0.5, 侧壁面取 0.466。

储冰罐内壁面换热系数同样采用准则关系式描述:

$$Nu = 0.59 \left(\frac{g \alpha_v \Delta t d_i^3}{\mu_i^2} \times Pr \right)^{1/4} \quad (17)$$

对于上下壁面、侧壁面总传热系数分别采用式(18)、(19)计算, 换热量可由式(7)计算:

$$K_u = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h_2}} \quad (18)$$

$$K_s = \frac{1}{\frac{d}{h_1 d_i} + \frac{\delta}{2\lambda} \ln \frac{d}{d_i} + \frac{1}{h_2}} \quad (19)$$

水下太阳辐射强度由下式计算:

$$I = I_0 \exp(-kz) \quad (20)$$

式中, 海水对太阳辐射的吸收系数 k 取 0.1。

1.3 系统经济性评价方法

在对各个消纳风电的技术方案进行经济性评价时, 本工作采取费用年值以及制取每吨冰浆成本作为评价指标。将初始投资成本折算为年值与年运营成本相加即为费用年值, 费用年值与年度产冰量相除即为制取每吨冰浆成本, 该成本越低, 方案越优。

费用年值计算式为^[14]:

$$C_a = C_i \left[\frac{i(1+i)^x}{(1+i)^x - 1} \right] + C_0 \quad (21)$$

式中, 设备寿命 x 取 10 年。

通过文献调研, 计算初始投资成本、运营成本等时作如下处理:

(1) 海上风电电价按度电成本 0.59 元/kWh 计算;

(2) 冰浆机组设备费按照制冷量计算, 考虑到需要配置多个水泵, 取 0.85 元/W^[15];

(3) 安装费用按照设备费的 10% 计算;

(4) 储冰罐成本按其容量计算, 取 750 元/m³^[16];

(5) 海水淡化成本扣除电耗后按 4.386 元/m³计^[12];

(6) 柴油单价按批发价格 3.5 元/kg 计算, 其可用能按内效率 40% 计算, 柴油机成本按 30 万元计。

2 结果与分析

2.1 能效分析

运用式(1)~(10)以及式(12)~(15)计算各个方案全年制冷循环系数 ε_s 与冰浆机组循环COP，结果如图3所示。方案1~6都有较高的制冷循环系数，其中，深处取水的方案2、4、6较方案1、3、5明显提高了循环效率。冰浆机组整体循环COP考虑了加热器、水泵、海水淡化耗电等因素，由于方案1、2需要极大功率的加热器，其制热量达到机组制冷量的50%，所以方案1和2的整体循环COP仅有1.2左右。而方案3~6在考虑了水泵耗电以及海水淡化功耗后仍有较高的COP值。深处取水的方案4、6分别较方案3、5的COP值提高了32.7%、31.1%。整体上看，在水下深处取冷却水的方案以少量的水泵功耗增加换取了整体机组效率的极大提高，有利于降低机组制冰的费用。

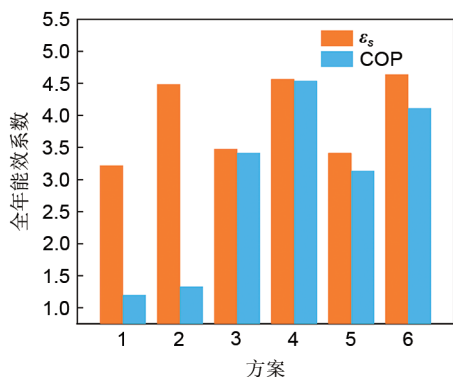


图3 全年制冷循环 ε_s 与机组循环COP
Fig. 3 Annual refrigeration cycle energy efficiency factor ε_s and COP of unit cycle

在压缩机输入功率相同的情况下，用式(11)并参考上述COP计算各方案制取冰浆的速度与制取每吨冰浆耗电量，结果见表2。这里的冰浆指100%含冰量，不含水，后文同。由于方案1~4循环水在进入蒸发器前都经过了预热的处理，损失了大部分的冷量，所以制冰速度较低，方案1由于加热器功率大耗电高，制取每吨冰浆耗电量甚至达到了282.14 kWh。方案3、4无需加热器，所以即使制冰速度与方案1、2相差不大，其耗电量大大降低，但仍浪费了部分冷量。方案5与6冷量全部用于制冰，制冰速度大大提高。而方案2、4、6与方案1、3、5对比，在100 m深处取水不仅降低了电耗，且明显提高了冰浆机组制取冰浆的速度，有明

显优势。方案6制冰速度达到了57.18 t/h，较方案5提高了36.0%，制取每吨冰浆耗电量下降到39.47 kWh，较方案5下降23.7%。方案6不管是制冰速度，还是制冰电耗，都较其余方案有明显优势。

表2 各方案制冰速度与耗电量
Table 2 Ice-making speed and power consumption of each option

方案	制冰速度/(t/h)	每吨冰浆耗电量/(kWh/t)
1	19.06	282.14
2	26.55	253.49
3	22.15	91.82
4	28.45	70.75
5	42.05	51.76
6	57.18	39.47

选取文献[17-19]中的制冰机，分别为商业小型制冰机、CO₂双级片冰机、海水片冰机，记为方案A、B、C，将输入总功率折算为与方案6相同后其制冰速度与制取每吨冰浆耗电量与方案6相对比，见表3。

表3 方案6与各制冰机制冰速度与耗电量对比
Table 3 Comparison of ice-making speed and power consumption between Option 6 and each ice machine

方案	制冰速度/(t/h)	每吨冰耗电量/(kWh/t)
A	10.64	240.22
B	30.43	84.00
C	31.70	80.64
6	57.18	39.47

可见，方案A效率最低，而方案B、C都有较快的制冰速度与较低的耗电量。其中，方案C同样是采用海水的片冰机组，本工作提出的方案6与之相比，制冰速度提升80.4%，制取每吨冰浆耗电量降低51.1%。

2.2 蓄冷量分析

储冰罐的大小依照冰浆机组的产冰速度，其容积能容纳1~10天产冰量不等，相应的直径在14~30 m之间。以海水流速为0.3 m/s计算，利用式(16)~(20)计算不同大小储罐的冷量损失速率，结果如图4所示。直径30 m的储罐冷损率最高，全年均值为245.4 kW，为方案6制冷量的2.7%。综合考虑冰浆制取、输送过程中的冷量损失，全年冷量损失比率不超过5%，隔热水平较高。

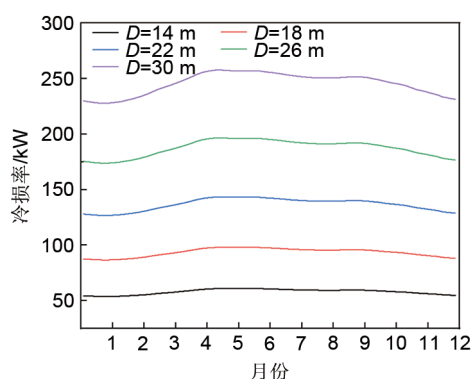


图4 储冰罐冷量损失速率

Fig. 4 Rate of cooling capacity loss from ice storage tank

考虑到海上存在浪潮等气象情况,在水温为 28°C , 太阳辐射强度 550 W/m^2 情况下, 直径 30 m 储罐在不同海水流速下的冷损率如图5所示。结果是, 在高流速下海水反而带走了大部分太阳辐射热量, 总冷损率略有降低。反而在海水几乎静止的情况下储罐吸收了大部分辐射热量, 冷量损失比例为 3.0% 。计算说明玻璃钢储冰罐有着优秀的隔热能力, 冷量损失波动小。

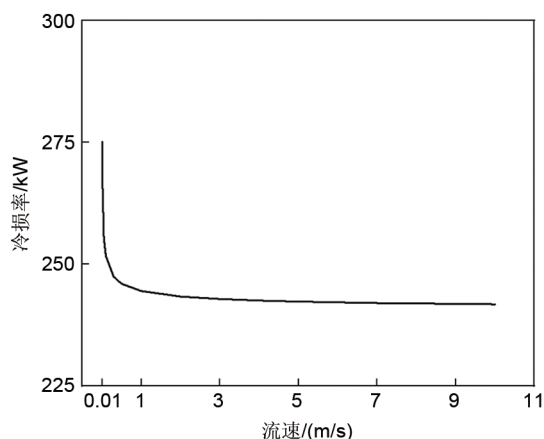


图5 不同流速下储冰罐冷量损失速率

Fig. 5 Rate of cooling capacity loss from ice storage tank at different seawater flow rates

采用方案6, 以 5% 的冷量损失比率计算, 得出风电消纳机组全年冰浆产量及供应规模见表4。全年生产 IPF 为 50% 的冰浆可达 95.17 万吨, 拥有极高的产能。一般来说, 保鲜 1 t 海产品需要大约与其重量相等的冰。以冷藏 1 t 海产品用 $1\sim 2\text{ t}$ 冰浆计, 全年产冰量最少可用于冷藏 47.59 万吨海产品, 若渔船最大载重以总吨位的 $20\%\sim 40\%$ 计算, 大约可供应 1100 艘以上总吨位为千吨的远洋渔船

表4 全年冰浆产量及供应规模

Table 4 Annual ice slurry production and its scale of supply

全年产冰量(IPF50%)/万吨	可保鲜海产品/万吨	供给千吨级渔船/艘
95.17	47.59~95.17	1100~4700

使用, 能够满足大规模的冰需求。

2.3 经济性分析

以直径 30 m 储罐为例, 将储冰罐、海水淡化等成本考虑在内, 并计入蓄冷量损失, 采用式(21)计算得到各方案经济性评价指标, 结果见表5。

表5 各方案经济性评价指标

Table 5 Economic evaluation indicators of each option

方案	投资成本 /万元	运营成本 /万元	费用年值 /万元	制取每吨冰浆费用 /(元/吨)
1	2160.49	2778.85	3115.50	196.44
2	2397.25	3478.00	3851.54	174.25
3	2201.23	1039.12	1382.12	75.04
4	2412.47	1042.45	1418.37	59.95
5	2196.81	1282.53	1624.84	46.42
6	2426.05	1380.67	1758.70	36.96

储罐的投资成本较高, 使得各方案的投资成本都超过了 2100 万元。由于方案1、2耗电量大, 运营成本与折算的费用年值都为最高。方案5、6投资成本与方案3、4相差不大, 由于方案5、6需要投入一定的海水淡化成本, 导致运营成本较高, 折合的费用年值也较高, 分别为 1624.84 万元、 1758.70 万元。但方案5、6有很高的制冰速度, 使得其制取每吨冰浆最低费用仅为 36.96 元。结合经济性分析, 方案6应为最优方案。

本工作思路是将深远海风电就地消纳, 制取冰浆存储并供给远洋渔船冷藏保鲜海产品。为了分析本工作方案在此情景下是否具有竞争力, 将方案A、B、C中的制冰机输入功率折算为与方案6相等, 并装配至远洋渔船上, 使用柴油机驱动, 计算得到方案6与各制冰机经济性评价指标见表6。

可见, 方案A、B、C由于不需要大量存储冰浆, 省去了高额的投资成本。但由于其能效较方案6低, 制冰速度也更低, 以及柴油机驱动费用高, 所以制取每吨冰浆费用仍然比方案6更高。A、B、C中制冰费用最低的方案C为同样使用海水制冰的片冰机, 其费用为 70.07 元/吨, 方案6费用较之减少 47.3% , 具有较强竞争力。

表6 方案6与各制冰机经济性评价指标

Table 6 Economic evaluation indicators of Option 6 and each ice machine

方案	投资成本/万元	运营成本/万元	费用年值/万元	制取每吨冰费用/(元/吨)
A (小型制冰机)	129.82	1882.98	1903.21	204.19
B (片冰机)	377.84	1883.94	1942.82	72.88
C (海水片冰机)	396.36	1884.15	1945.91	70.07
6	2426.05	1380.67	1758.70	36.96

3 结 论

为探索深远海风电就地消纳技术路线的应用前景，选取南海某处的单台风力发电机为研究对象，分析了以冰浆为储能载体的就地独立消纳风电系统的能效与经济性。其中，对6种不同的使用海水制冰浆方案进行了能效与费用评估，并与多个在船载场景下的制冰机相比较，得出结果如下：

（1）在海中100 m深处取水，可明显提高机组制冰速度并降低电耗。在深海取水并淡化的方案6制冰速度达57.18 t/h，单位电耗39.47 kWh/t，相较于海面取水的方案5制冰速度提高了36.0%，单位电耗下降23.7%，比相同功率下同样使用海水制冰的片冰机制冰速度提升80.4%，单位电耗降低51.1%，优势明显。

（2）直径30 m储冰罐全年冷量损失比率不超过方案6制冷量的2.7%，即使在不同海水流速下的最大冷量损失也不超过3.0%。综合考虑冰浆制取、输送过程中的冷量损失，全年冷量损失比率不超过5%，有较好的隔热能力。

（3）采用方案6的风电消纳机组全年冰浆产量达95.17万吨，可冷藏至少47.59万吨海产品，供应1100艘以上总吨位为千吨的远洋渔船使用，能够满足大规模的冰需求。

（4）方案6费用年值为1758.70万元，平均制取每吨冰浆费用36.96元，为最优方案。单位制冰费用较在船载场景下使用海水制冰的片冰机减少47.3%，具有较强竞争力及良好的经济可行性。

符号说明

b ——板间距，m
 C ——准则关系式系数
 C_a ——费用年值，万元
 C_i ——初投资，万元
 C_o ——年运营成本，万元
 $c_{p,w}$ ——水定压比热容，J/(kg·℃)

D ——供水管内径，m
 d ——罐体外径，m
 d_h ——水力直径，m
 d_i ——罐体内径，m
 e_1 ——压缩机入口制冷剂比焓值，kJ/kg
 e_2 ——压缩机出口制冷剂理想比焓值，kJ/kg
 e_4 ——蒸发器入口制冷剂比焓值，kJ/kg
 F ——换热面积，m²
 G ——质量流率，kg/(m²·s)
 G_{eq} ——等效质量流率，kg/(m²·s)
 g ——重力加速度，m/s²
 H ——沿程水头损失，m
 h_b ——沸腾表面换热系数，W/(m²·℃)
 h_d ——冷凝表面换热系数，W/(m²·℃)
 h_l ——液相对流换热系数，W/(m²·℃)
 h_1 ——传热面一侧换热系数，W/(m²·℃)
 h_2 ——传热面另一侧换热系数，W/(m²·℃)
 I ——水下某处太阳辐射强度，W/m²
 I_0 ——海面太阳辐射强度，W/m²
 i ——年利率，%
 K ——换热面总传热系数，W/(m²·℃)
 K_u ——储罐上下壁面总传热系数，W/(m²·℃)
 K_s ——储罐侧壁面总传热系数，W/(m²·℃)
 k ——海水对太阳辐射的吸收系数
 L ——供水管长度，m
 L_0 ——板片长度，m
 M_r ——制冷剂流量，kg/s
 M_i ——制冰量，kg/s
 M_w ——水流量，kg/s
 m ——准则关系式系数
 Nu ——努塞尔数
 n ——准则关系式系数
 Pr ——普朗特数
 P_d ——海水淡化功率，W
 P_h ——加热器功率，W
 P_w ——水泵功率，W
 P_{in} ——制冷压缩机输入功率，W
 Δp ——海水流动压降，Pa
 Q ——换热量，W

Q_0 —— 沸腾换热量, W
 Q_k —— 冷凝器散热量, W
 q_0 —— 单位制冷剂制冷量, kJ/kg
 R —— 污垢热阻, $\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$
 Re —— 雷诺数
 Re_{eq} —— 等效雷诺数
 r —— 汽化潜热, J/kg
 Δt —— 流体与壁面温差, $^\circ\text{C}$
 Δt_{lm} —— 对数换热温差, $^\circ\text{C}$
 t_s —— 蒸汽饱和温度, $^\circ\text{C}$
 t_w —— 壁面温度, $^\circ\text{C}$
 $t_{w,f}$ —— 给水温度, $^\circ\text{C}$
 $t_{w,i}$ —— 进水温度, $^\circ\text{C}$
 $t_{w,o}$ —— 出水温度, $^\circ\text{C}$
 $t_{w,s}$ —— 凝固点温度, $^\circ\text{C}$
 w_{net} —— 单位制冷剂循环实际耗功, kJ/kg
 x —— 设备设计寿命, 年
 x_m —— 制冷剂平均干度
 y —— 流程数
 z —— 垂直方向深度, m
 α_v —— 流体的体胀系数, $^\circ\text{C}^{-1}$
 γ —— 相变潜热, kJ/kg
 δ —— 板片厚度, m
 $\eta_{c,s}$ —— 压缩机绝热系数
 η_{el} —— 压缩机电效率
 λ —— 沿程阻力系数
 λ_l —— 液相热导率, $\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$
 μ_g —— 汽相动力黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$
 μ_l —— 液相动力黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$
 ρ_g —— 汽相密度, kg/m^3
 ρ_l —— 液相密度, kg/m^3
 ϕ —— 放大系数
 ω —— 工质流速, m

参 考 文 献

- [1] 张雯程. 基于消纳海上风电的海水淡化负荷-储能优化调度策略[D]. 北京: 华北电力大学, 2022.
ZHANG W C. Seawater desalination load-energy storage optimization scheduling strategy based on offshore wind power consumption[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2022.
- [2] 葛维春, 张诗钊, 崔岱, 等. 海上风电送出与就地消纳技术差异综述[J]. 电测与仪表, 2022, 59(5): 23-32.
GE W C, ZHANG S T, CUI D, et al. Summary of differences between offshore wind power transmission and local consumption technology[J]. Electrical Measurement & Instrumentation, 2022, 59(5): 23-32.
- [3] YU H, YANG X J, CHEN H L, et al. Energy storage capacity planning method for improving offshore wind power consumption[J]. Sustainability, 2022, 14(21): 14589.
- [4] LOSADA V, BARROS-VELÁZQUEZ J, AUBOURG S P. Rancidity development in frozen pelagic fish: Influence of slurry ice as preliminary chilling treatment[J]. LWT-Food Science and Technology, 2007, 40(6): 991-999.
- [5] 傅德坤, 宋文吉, 陈明彪, 等. 跨季节蓄冷技术及在设施农业应用的经济性分析[J]. 储能科学与技术, 2021, 10(6): 2385-2391.
FU D K, SONG W J, CHEN M B, et al. Techno-economic analysis of seasonal cold storage technology and its application in protected agriculture[J]. Energy Storage Science and Technology, 2021, 10(6): 2385-2391.
- [6] CHEN M B, FU D K, SONG W J, et al. Performance of ice generation system using supercooled water with a directed evaporating method[J]. Energies, 2021, 14(21): 7021.
- [7] 吴锐. 过冷法动态冰浆制取的分析及实验[D]. 武汉: 华中科技大学, 2006.
WU R. The analysis and experiment on dynamic ice slurry generation based on supercooled method[D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2006.
- [8] ZHANG C, YANG L W, LIN W Y, et al. Performance enhancement and life-cycle cost savings of supercooled water ice slurry generation systems using heat regeneration[J]. Sustainability, 2022, 14(7): 3836.
- [9] 史美中, 王中铮. 热交换器原理与设计[M]. 南京: 东南大学出版社, 2018.
SHI M Z, WANG Z Z. Principle and design of heat exchangers[M]. Nanjing: Southeast University Press, 2018.
- [10] LONGO G A, MANCIN S, RIGHETTI G, et al. A new model for refrigerant boiling inside Braze Plate Heat Exchangers (BPHEs)[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2015, 91: 144-149.
- [11] MANCIN S, DEL COL D, ROSSETTO L. Condensation of superheated vapour of R410A and R407C inside plate heat exchangers: Experimental results and simulation procedure[J]. International Journal of Refrigeration, 2012, 35(7): 2003-2013.
- [12] 张玲玲, 何梦婷, 王宗志, 等. 滨海缺水城市海水淡化全成本分析——以华能威海电厂为例[J]. 水利经济, 2021, 39(1): 31-35, 80.
ZHANG L L, HE M T, WANG Z Z, et al. Full-cost analysis of seawater desalination in coastal cities: Taking Weihai Power Plant of Huaneng Power International Inc. as an example[J]. Journal of Economics of Water Resources, 2021, 39(1): 31-35, 80.
- [13] 马一太, 刘忠彦, 李敏霞. 容积式制冷压缩机电效率分析[J]. 制冷学报, 2013, 34(3): 1-7.
MA Y T, LIU Z Y, LI M X. Analysis of electrical efficiency for positive displacement refrigerant compressor[J]. Journal of Refrigeration, 2013, 34(3): 1-7.
- [14] 宋郑忠. 天然气分布式能源(楼宇型)在严寒地区的适用性研究[D]. 长春: 吉林建筑大学, 2018.
SONG Z Z. Research on the applicability of building combined cooling heating and power in cold region[D]. Changchun: Jilin Jianzhu University, 2018.

- [15] 陈明彪, 宋文吉, 王瑛滢, 等. 跨季节蓄冷特性与系统设计优化[J]. 太阳能学报, 2022, 43(6): 1-7.
- CHEN M B, SONG W J, WANG Y Y, et al. Characteristics of seasonal cool storage technology and design optimization of system[J]. Acta Energiæ Solaris Sinica, 2022, 43(6): 1-7.
- [16] 王关鑫. 耐腐蚀玻璃钢贮罐技术经济分析[J]. 腐蚀与防护, 1983, 4(3): 11-14.
- WANG G X. Technical and economic analysis of corrosion-resistant FRP storage tank[J]. Corrosion and Protection, 1983, 4(3): 11-14.
- [17] 蔡健, 孙静怡. 制冰机制冰方式研究[C]//2020年中国家用电器技术大会论文集. 宁波, 2020: 1708-1710.
- [18] EIKEVIK T M, TOLSTOREBROV I, DIESETH J. CO₂单级和双级片冰机的性能模拟分析[J]. 制冷技术, 2020, 40(2): 59-63.
- EIKEVIK T M, TOLSTOREBROV I, DIESETH J. Performance simulation analysis of CO₂ single-stage and two-stage flake ice drum[J]. Chinese Journal of Refrigeration Technology, 2020, 40(2): 59-63.
- [19] 上海渔机所机械研究室片冰机研制小组. 海水制冰机(片冰机)[J]. 渔业现代化, 1976, 3(S1): 3-9, 17.