

Э.Г. Братута*, А.Н. Ганжа, Н.А. Марченко

Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», ул. Фрунзе, 21, г. Харьков, Украина, 61002

*e-mail: beg@kpi.kharkov.ua

МНОГОПАРАМЕТРИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ КОМПРЕССОРНЫХ УСТАНОВОК

Разработаны математические модели и методики для анализа характеристик воздухоохладителей с учётом особенностей их эксплуатации. Исследовано влияние на эффективность аппарата количества заглушенных труб в связи с их загрязнением из-за неудовлетворительного качества циркуляционной воды. Разработаны методики определения эффективности воздухоохладителей компрессоров, позволяющие проводить их многопараметрическую оптимизацию. Целевой функцией в задаче оптимизации является удельная цена потребления. С помощью введённой обобщённой экономической характеристики определяются оптимальные расходы воды и конструктивные размеры аппаратов с учётом условий эксплуатации, соответствующие минимуму целевой функции.

Ключевые слова: Компрессорная станция. Компрессор. Воздухоохладитель. Сжатый воздух. Технические газы. Охлаждающая вода. Эффективность. Системный анализ. Оптимизация.

E.G. Bratuta, A.N. Ganzha, N.A. Marchenko

MULTIPARAMETRIC OPTIMIZATION OF AIR COOLERS OF COMPRESSOR UNITS

The mathematical models and methods for analysis of air coolers taking into account peculiarity operation are making. The influence on efficiency of the device of number dead-end tubing because of its pollutions over unsatisfactory quality of circulating water is researching. The methodic for definition of efficiency of air coolers of the compressors are developed, allowing to carry out their multiparametric optimization. The criterion function in optimization is minimum of specific consumption price. The optimal consumptions of water and gas through device are specified by means of introduced economic characteristic.

Keywords: Compressor station. Compressor. Air cooler. Compressed air. Industrial gases. Cooling water. Effectiveness. System analyses. Optimization.

1. ВВЕДЕНИЕ

Компрессорное оборудование широко используется в различных отраслях промышленности, в частности для производства сжатого воздуха и других технических газов. Для снижения затрат электроэнергии, которую потребляют компрессоры, используется многоступенчатое сжатие среды с промежуточным её охлаждением в теплообменных аппаратах — воздухоохладителях [1]. Охлаждающей средой может быть атмосферный воздух, циркуляционная, сетевая вода и другие среды. При охлаждении атмосферным воздухом теплота, отведённая от сжимаемой среды, в основном бесполезно рассеивается непосредственно в атмосферу. В случае охлаждения циркуляционной водой эта теплота также отводится через системы оборотного охлаждения в окружающую среду, способствуя её тепловому загрязнению.

Наиболее рационально отводить теплоту от ох-

лаждаемого воздуха посредством нагрева сетевой воды и далее использовать её на технологические нужды, например, для горячего водоснабжения. На компрессорных станциях для обеспечения требуемых параметров и качества сжатой среды могут кроме промежуточных, также устанавливаться предвключенные и концевые воздухоохладители. Их характеристики существенно влияют на показатели компрессорной установки и поэтому подлежат оптимизации.

2. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

В аппаратах воздушного охлаждения (АВО) загрязнение поверхностей происходит в основном с наружной стороны. Его интенсивность зависит от качества атмосферного воздуха. Для привода вентиляторов используется часть энергии от её общего количества, расходуемого компрессором. При охлаждении воздухоохладителя циркуляционной или сетевой во-

дой загрязнение поверхностей происходит в основном со стороны воды и напрямую зависит от её качества.

В стационарных компрессорных установках широко используются кожухотрубные воздухоохладители с перекрёстным током теплоносителей, которые komponуются из гладких или высокоэффективных оребренных труб. Такие теплообменники имеют низкую компактность, большие массу и габариты, но оказываются более простыми и дешёвыми по сравнению с другими аппаратами. Как правило, качество циркуляционной или сетевой воды неудовлетворительно. Это обуславливает загрязнение или полное загромождение отдельных трубок аппарата. В процессе дальнейшей эксплуатации количество загроможденных трубок растёт, что снижает эффективность воздухоохладителей и, в итоге, приводит к необходимости их замены. В качестве примера на фото 1 показаны такие воздухоохладители.



а) б)
Фото 1. Трубная решётка воздухоохладителя: а — загрязнённого; б — вышедшего из строя

Частичное загромождение поверхностей теплообмена воздухоохладителей (см. рис. 1) приводит к изменению параметров сжимаемой среды, например, к повышению температуры сжатого воздуха, показателей нагреваемой воды, например, снижению температуры горячей воды, подаваемой потребителям, и в итоге — к перерасходу электроэнергии, потребляемой электродвигателями компрессорных установок. Поэтому разработка методов и средств, позволяющих исследовать, прогнозировать и повышать эффективность изготавливаемых или действующих воздухоохладителей компрессорных установок, является одной из актуальных и важных задач энергосбережения.

3. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЯ

Принято, что интенсивность обмена теплотой между теплоносителями в таких аппаратах определяется коэффициентом теплопередачи K . Однако плотность потока теплоты в каждой точке поверхности теплообмена F зависит не только от коэффициента K , но и от локальной разности температур теплоносителей. При этом средняя разность температур теплоносителей в теплообменнике будет отличаться от общепринятой среднелогарифмической.

Из-за изменения свойств теплоносителей коэф-

фициенты передачи теплоты будут различны в каждой точке поверхности. На их значения будут влиять локальные загрязнения поверхности и технологические отклонения, возникшие при изготовлении аппарата. Для характеристики интенсивности обмена теплотой в теплообменнике или элементе его поверхности будем использовать безразмерный параметр — число единиц переноса теплоты NTU [1-4].

С учётом этого нами разработана обобщённая расчётная модель воздухоохладителя со сложной смешанной многоходовой и многосекционной схемой движения теплоносителей (см. рис. 2). Для упрощения процедуры определения эффективности теплообменников со сложной смешанной схемой тока и неравномерным распределением параметров поверхности и теплоносителей предлагается методика и алгоритм дискретного расчёта. Элементами, из которых сконструирован теплообменник (см. рис. 2,а), являются простейшие его структуры, где реализуется однократное перекрёстное течение с полным перемешиванием обоих теплоносителей по ходу. Следует отметить, что большинство традиционных подходов к дискретному расчёту теплообменников предусматривает разбивку поверхности на большое число элементов (конечных разностей). В этих случаях, как правило, не удаётся учесть особенности движения сред в элементах.

В предложенной методике эффективность каждого перекрёстноточного элемента и температуры теплоносителей на выходе из элементов, согласно [2-4], описываются следующими выражениями:

$$P_{\text{э}} = \left[\frac{1}{1 - e^{-NTU_{2\text{э}}}} + \frac{R_{\text{э}}}{1 - e^{-R_{\text{э}}NTU_{2\text{э}}}} - \frac{1}{NTU_{2\text{э}}} \right]^{-1}; \quad (1)$$

$$t_{\text{н}2\text{э}} = t_{\text{н}1\text{э}} + P_{\text{э}}(t_{\text{г}1\text{э}} - t_{\text{н}1\text{э}}); \quad t_{\text{г}2\text{э}} = t_{\text{г}1\text{э}} - P_{\text{э}}R_{\text{э}}(t_{\text{г}1\text{э}} - t_{\text{н}1\text{э}}), \quad (2)$$

где «э» — индекс, обозначающий, что параметры определяются в элементе; «1» — вход среды, «2» — выход среды; «н» и «г» — нагреваемый и греющий теплоносители; R и NTU_2 — отношение водяных эквивалентов и число единиц переноса теплоты к нагреваемому теплоносителю; $R = W_{\text{н}}/W_{\text{г}}$; $NTU_2 = KF/W_{\text{н}}$.

Используя выражения (1) и (2), получаем зависимости для определения локальных температур теплоносителей (средних в элементе):

$$\bar{t}_{\text{нэ}} = t_{\text{н}1\text{э}} + \vartheta_{\text{нэ}}(t_{\text{г}1\text{э}} - t_{\text{н}1\text{э}}); \quad \bar{t}_{\text{гэ}} = t_{\text{г}1\text{э}} - \vartheta_{\text{гэ}}(t_{\text{г}1\text{э}} - t_{\text{н}1\text{э}}); \quad (3)$$

$$\vartheta_{\text{нэ}} = P_{\text{э}} \left(\frac{1}{1 - e^{-NTU_{2\text{э}}}} - \frac{1}{NTU_{2\text{э}}} \right); \quad (4)$$

$$\vartheta_{\text{гэ}} = P_{\text{э}} \left(\frac{R_{\text{э}}}{1 - e^{-R_{\text{э}}NTU_{2\text{э}}}} - \frac{1}{NTU_{2\text{э}}} \right).$$

В итоге эффективность охлаждения воздуха в аппарате определяется с учётом распределения температур теплоносителей на выходе из последней секции.

Так как схема аппарата противоточная, расчёт выполняется итерационным методом. Его использование приводит к необходимости при последующем приближении уточнять параметры в каждом элементе и температуры теплоносителей на выходе из них. Общим показателем сходимости расчёта является выполнение уравнений теплового баланса для всего аппарата.

Разработанная методика определения локальных температур и эффективности аппаратов с учётом условий эксплуатации компрессорных установок даёт возможность применять её при многопараметрической оптимизации воздухоохладителей.

Система уравнений математической модели, используемых при многопараметрической оптимизации аппарата, включает в себя: уравнения теплового баланса и теплопередачи; геометрические характеристики; зависимости для расчёта коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи, средних температур и температурных напоров, теплофизических свойств теплоносителей и материалов стенок труб, гидравлических и местных сопротивлений, мощностей на прокачку теплоносителей. Коэффициенты теплоотдачи и сопротивления с внутренней стороны определяются с учётом шероховатости, а с наружной стороны — с учётом особенности поперечного обтекания.

Для определения эффективности теплообмена использовался энергетический коэффициент (критерий Кирпичева)

$$E = Q/N, \quad (5)$$

где Q — передаваемое количество тепла, Вт; N — суммарная мощность, требуемая на прокачку теплоносителей через поверхность теплообмена с обеих сторон (без учёта КПД нагнетателей и приводов).

Как известно, удельная цена потребления $\Pi_{пр}$ включает в себя стоимость поверхности аппарата и нагнетателей (капитальные вложения), отнесённые к одному году, и годовые эксплуатационные затраты с учётом числа часов работы, графиков загрузки оборудования, коэффициентов дисконтирования. При этом

учитываются КПД нагнетателей и приводов, стоимость потребляемого топлива и энергии. Обычно для теплообменных аппаратов в соответствии с рекомендациями [5] принято относить цену потребления к передаваемому количеству тепла (тепловой мощности):

$$\Pi_{пр} = \frac{\Pi_{пот}}{Q} = \frac{C_F F + C_N N 10^{-3}}{Q} = \frac{C_F}{q} + \frac{C_N 10^{-3}}{E}, \text{ грн/кВт} \quad (6)$$

где F — площадь поверхности теплообмена, m^2 ; q — плотность теплового потока, $кВт/m^2$; C_F — годовые первоначальные и эксплуатационные затраты на $1 m^2$ поверхности теплообмена, $грн/m^2$; C_N — годовые первоначальные и эксплуатационные затраты на $1 кВт$ мощности нагнетателей с учётом КПД их приводов, $грн/кВт$.

Опыт оптимизации подобных аппаратов показывает, что, как правило, оптимальных диаметров труб d_n не существует, так как чем меньше диаметр, тем выше показатели эффективности теплообмена и меньше удельная цена потребления. Если диаметр труб остаётся постоянным, то оптимальное число Рейнольдса внутреннего теплоносителя Re_n соответствует оптимальной скорости этого теплоносителя w_n . При неизменном числе труб в воздухоохладителе оптимальная скорость внутреннего теплоносителя будет соответствовать оптимальному расходу охлаждающей среды G_n через воздухоохладитель.

Оптимальный шаг разбивки трубного пучка для аппаратов с поперечным течением теплоносителей принимается на основе опыта эксплуатации теплообменников и конструктивных ограничений на расстояния между трубами.

Оптимальное отношение чисел Рейнольдса r определяет оптимальную скорость наружного теплоносителя в живом сечении трубного пучка w_n и оптимальную компоновку трубного пучка в поперечном и продольном направлениях.

Таким образом, для исследуемых аппаратов оптимизируемыми параметрами являются Re_n и r , которые

соответствуют значению оптимальных скоростей внутреннего и наружного теплоносителей.

Изложенные в [5] и подтверждённые нами исследования показали, что минимум удельной

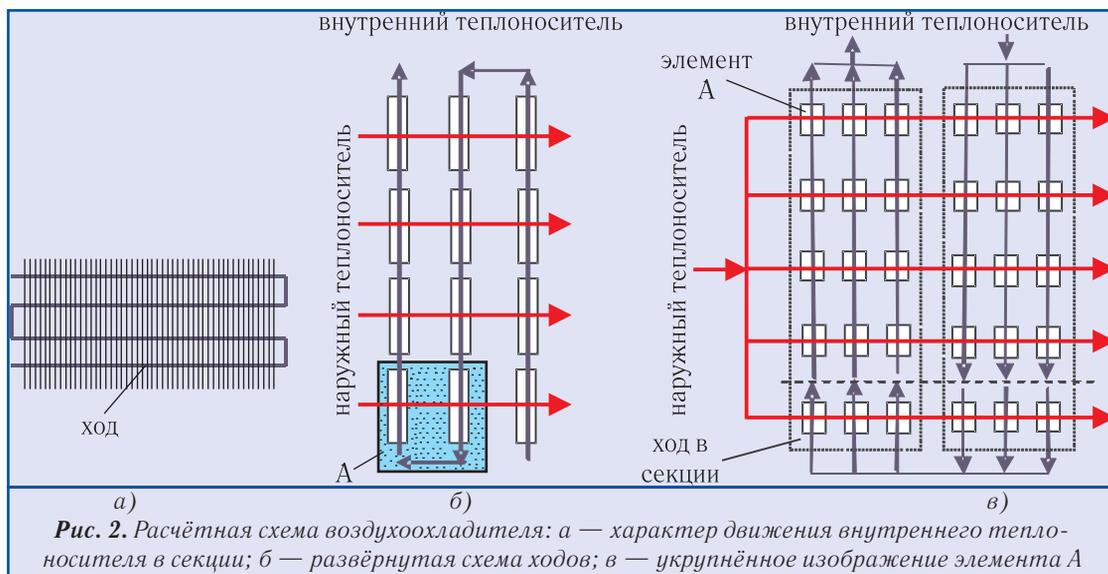


Рис. 2. Расчётная схема воздухоохладителя: а — характер движения внутреннего теплоносителя в секции; б — развёрнутая схема ходов; в — укрупнённое изображение элемента А

цены потребления зависит не от значений C_F и C_N в отдельности, а от их отношения, называемого экономической характеристикой теплообменника

$$C = 10^3 C_F / C_N, \text{ Вт/м}^2. \quad (7)$$

Использование характеристики C позволяет обобщить результаты оптимизации, полученные для различных случаев комбинации годовых затрат, связанных со стоимостью и эксплуатацией поверхности и нагнетателей.

Разработанная методика поиска оптимального расхода внутреннего теплоносителя, как показывает анализ, является универсальной при любом расположении нагнетателей в общей схеме установки. Для пересчёта экономической характеристики C при плотности сред 1000 кг/м^3 (т.е. расчётной) к существующей характеристике C' необходимо использовать выражение:

$$C' = C \left(\frac{1}{\rho_{\text{вн}}} + \frac{D_{\text{в}}}{\rho_{\text{ин}}} \right) \frac{10^3}{1 + D_{\text{в}}}, \quad (8)$$

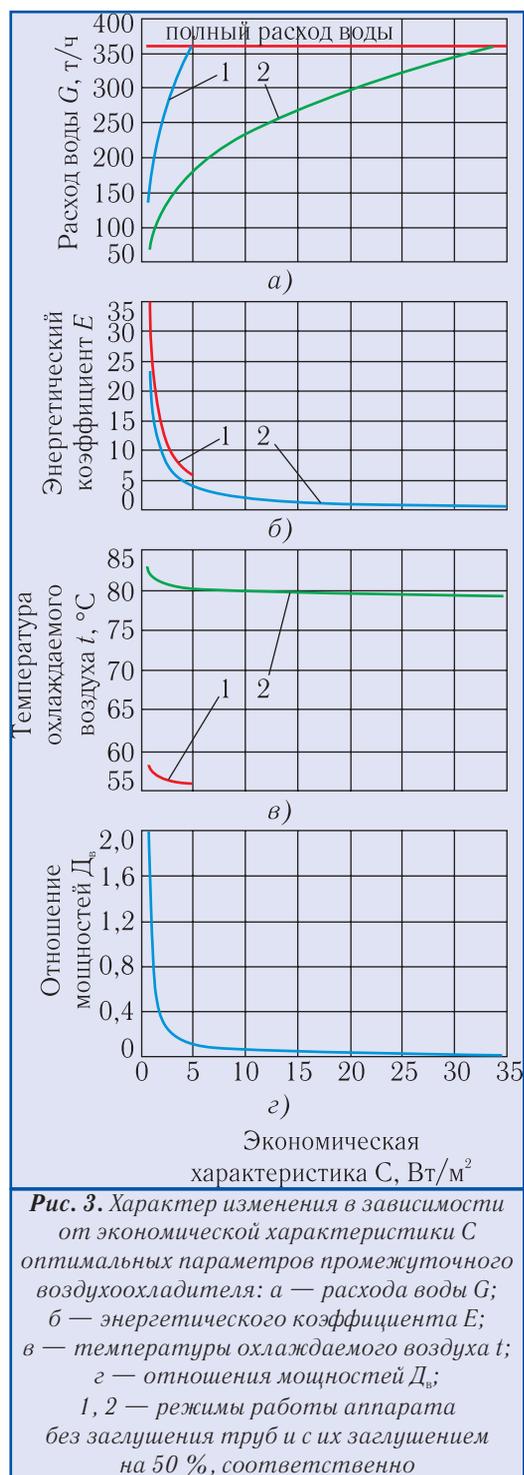
где $\rho_{\text{вн}}$ и $\rho_{\text{ин}}$ — действительные средние плотности веществ в нагнетателях; $D_{\text{в}}$ — оптимальное отношение мощностей на прокачку теплоносителей с наружной и внутренней стороны при расчётной экономической характеристике C .

4. АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ОПТИМИЗАЦИИ ПРОМЕЖУТОЧНОГО ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЯ

В качестве примера рассмотрен промежуточный воздухоохладитель двухступенчатого компрессора с такими расчётными параметрами: расход воздуха — $500 \text{ м}^3/\text{мин}$ ($10,04 \text{ кг/с}$); расход циркуляционной воды — 100 кг/с ; давление воздуха после I-ой ступени — $0,25 \text{ МПа}$; давление циркуляционной воды — $0,8 \text{ МПа}$; температура воздуха после I-ой ступени — $130 \text{ }^\circ\text{C}$; температура циркуляционной воды после оборотной системы охлаждения — $30 \text{ }^\circ\text{C}$. Один ход аппарата состоит из неоребрённых труб длиной 1 м с наружным диаметром 28 мм , внутренним диаметром 24 мм , шероховатостью $0,6 \text{ мм}$. Число ходов по воздуху — 4 . Шаг разбивки труб в пучке — 40 мм . Количество труб в ряду и число рядов труб по ходу воздуха — 18 шт. Площадь наружной поверхности — 114 м^2 . Число элементов (струй) на трубе принято равным 100 . Таким образом, общее число элементов в ходу — 1800 .

Выполненные расчёты позволяют провести анализ влияния экономической характеристики C на оптимальные расходы охлаждающей воды через воздухоохладитель (см. рис. 3). Как видно из приведённых данных, при чистой внутренней поверхности оптимальный расход охлаждающей воды через аппарат достигает своего предельного значения при величине экономической характеристики $C \approx 5$ (см. рис. 3,а). При этом температура охлаждаемого воздуха будет примерно $56 \text{ }^\circ\text{C}$ (рис. 3,в). При заглушении 50% труб

в результате загрязнения оптимальная температура охлаждаемого воздуха на выходе из аппарата принимает постоянные значения ($79-80 \text{ }^\circ\text{C}$) при экономической характеристике $C > 5$ и практически не зависит от расхода охлаждающей воды. Энергетический же коэффициент E будет меньше, чем у аппарата с чистой поверхностью.



Неравномерность распределения заглушенных труб по аппарату начинает проявляться при заглушении более 50% от их общего количества. Если заглушенные трубы расположены преимущественно снизу

(см. рис. 1,а), то эффективность охлаждения будет меньше, чем при равномерном их заглушении по рядам [3]. При заглушении более 80 % труб скорость воды увеличивается до 2,2 м/с и более, что приводит к ускоренному их дальнейшему загрязнению, повышению гидравлического сопротивления аппарата и увеличению мощности для привода циркуляционных насосов.

На рис. 3,г приведено значение оптимального параметра $D_в$ для пересчёта экономической характеристики C , исходя из действительных плотностей сред в нагнетателях, по формуле (8).

При детальном анализе всей системы производства сжатого воздуха (или других технических газов) необходимо учитывать изменение плотности и температуры газа, подаваемого в сеть, и количества утилизированной теплоты в зависимости от оптимальных параметров и степени загрязнения воздухооохладителя [3].

5. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработаны математические модели и методики расчёта и оптимизации параметров воздухооохладителей компрессорных установок с учётом особенностей условий их эксплуатации. Исследовано влияние на основные характеристики количества заглушенных труб в связи с их загрязнением из-за неудовлетворительного качества охлаждающей воды.

Созданная методика позволяет для повышения

эффективности воздухооохладителей компрессоров использовать методы системного анализа и многопараметрической оптимизации. Целевой функцией оптимизации является удельная цена потребления. При её минимизации определяются оптимальные расходы охлаждающей среды и конструктивные размеры аппаратов с учётом условий эксплуатации. Полученные результаты являются основой для повышения эффективности всей компрессорной установки, используемой в системе производства технических газов, с учётом режимов работы и условий эксплуатации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Стационарные газотурбинные установки/ Под ред. Л.В. Арсеньева, В.Г. Тырышкина. — Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1989. — 543 с.
2. Кейс В.М., Лондон В.М. Компактные теплообменники. — М.: Энергия, 1967. — 223 с.
3. Ганжа А.Н., Марченко Н.А. Исследование эффективности воздухооохладителей компрессорных установок// Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. — 2007. — № 9. — С. 32-37.
4. Ганжа А.Н., Марченко Н.А. Моделирование процессов в воздухооохладителях стационарных ГТУ// Двигатели внутреннего сгорания. — 2007. — № 2. — С. 93-97.
5. Калафати Д.Д., Попалов В.В. Оптимизация теплообменников по эффективности теплообмена. — М.: Энергоатомиздат, 1986. — 152 с.






IG,China'2009
11th China International Exhibition on
Gases Technology, Equipment and Application
www.igchina-expo.com



LNG 2009
China International Exhibition on Liquid
Natural Gas, Gas Fueling Stations & Hydrogen
Energy Technology Equipment and Application
www.lng-expo.com

Dates: September 23rd – 25th, 2009

Venue: Beijing National Agriculture Exhibition Center, China

Organizer: China Industrial Gases Industry Association 

National Co-organizers:
 Chinese Association of Refrigeration CNOOC Gas & Power Group
 China City Gas Association Shanghai Jiao Tong University Development Center of LNG and Clean Energy
 SYSU-BP Center for LNG Education, Training and Research in Zhong Shan University

International Co-organizers:
 Korea High Pressure Gases Cooperative Union Korea Gas Safety Corporation
 Ukrainian Association of Manufacturers of Industrial Gases
 All India Industrial Gases Manufacturers' Association Hydrogen Energy System Society of Japan
 Fuel Cell Development Information Center of Japan

Producer:
 China Industrial Gases Industry Association-Department of International Relations - AIT Events Co., Ltd.

For bookings and further details, Please contact the Sale's Team
 China Industrial Gases Industry Association-Department of International Relations
 - AIT Events Co., Ltd.
 Mr. Jeffrey Wang, Mr. Mark Liu, Mr. Kelven Leng Tel: (86-10)8586 8930-231、207、204 Fax: (86-10)8586 8931
 E-mail: ig.china@ait-events.com

