

УДК 621.57

А.Н. РАДЧЕНКО<sup>1</sup>, А.А.СИРОТА<sup>2</sup>, Н.И. РАДЧЕНКО<sup>1</sup><sup>1</sup>Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Украина<sup>2</sup>Николаевский государственный гуманитарный университет им. Петра Могилы, Украина

## ЭФФЕКТИВНЫЕ ИСПАРИТЕЛЬНО-КОМПРЕССОРНЫЕ КОНТУРЫ СУДОВЫХ КОНДИЦИОНЕРОВ

Проанализирована эффективность работы испарительно-компрессорных контуров судовых кондиционеров. Выявлены резервы ее повышения и предложены реализующие их схемные решения. Показано, что включение в состав испарительно-компрессорных контуров отделителя жидкости, регенеративного теплообменника или инжектора обеспечивает эксплуатацию испарителя-воздухоохладителя со смоченными жидким хладагентом стенками и, как следствие, интенсивную теплопередачу на всей его поверхности, повышение плотности теплового потока и холодильного коэффициента по сравнению с традиционной его работой с перегревом пара и терморегулирующим вентилем.

**кондиционер, испарительно-компрессорный контур, воздухоохладитель, хладагент, кипение, плотность теплового потока, оптимальная массовая скорость**

### 1. Постановка проблемы

Эффективная эксплуатация судового автономного кондиционера, отличающегося повышенными эксплуатационной надежностью и компактностью, возможна лишь при выполнении взаимоисключающих требований к параметрам хладагента на выходе из испарителя-воздухоохладителя (И-ВО) и входе поршневого герметичного компрессора. Так, с точки зрения тепловой эффективности И-ВО целесообразна его работа с влажным паром на выходе, когда вся внутренняя поверхность змеевиков омывается жидким хладагентом, а для обеспечения безопасной эксплуатации компрессора сухим ходом необходимо исключить попадание влаги в его цилиндры, т.е. пар на всасывании компрессора должен быть сухим насыщенным или перегретым. Только в случае выполнения этих взаимоисключающих требований испарительно-компрессорный контур и сам кондиционер будут работать эффективно. Это противоречие и обуславливает наличие проблемы в практике проектирования и эксплуатации испарительно-компрессорных контуров судовых кондиционеров.

### 2. Обзор публикаций и выделение нерешенных задач

Результаты анализа схемных решений испарительно-компрессорных контуров кондиционеров показывают, что их развитие шло прежде всего в направлении обеспечения безопасной эксплуатации компрессора сухим ходом [1, 2]. В соответствии с этим расширялась и элементная база с включением в их состав регенеративного теплообменника (РТО) и отделителя жидкости (ОЖ), причем отделителю отводилась функция всего лишь защитного ресивера, предохраняющего компрессор от попадания влаги в цилиндры на режимах работы И-ВО, отличных от номинального – при уменьшении тепловой нагрузки на него. Тогда как на номинальном режиме И-ВО работал с перегретым или сухим насыщенным паром на выходе. РТО обеспечивал дополнительный перегрев пара, гарантирующий безопасную эксплуатацию компрессора сухим ходом.

### 3. Постановка задачи исследования

Такой подход к созданию испарительно-компрессорных контуров не совсем корректный, поскольку при этом не учитывается снижение тепловой

эффективности И-ВО из-за осушения внутренней поверхности его змеевиков с переходом от дисперсно-кольцевого к дисперсному течению [3]. Вследствие большого термического сопротивления на осушенных участках поверхности змеевиков имеет место увеличение разности температур между охлаждаемым воздухом и кипящим хладагентом, соответственно понижение температуры кипения и давления всасывания, что приводит к увеличению степени повышения давления в компрессоре и ухудшению энергетических показателей холодильной машины (ХМ) и кондиционера в целом. Поэтому схемные решения испарительно-компрессорных контуров должны обеспечивать сокращение, а желательно и полное исключение осушенных участков поверхности змеевиков И-ВО с крайне низкой интенсивностью теплопередачи, обуславливающей снижение энергетических показателей кондиционеров.

Задачей выполненного исследования является выявление резервов повышения энергетической эффективности испарительно-компрессорных контуров кондиционеров и их реализация в схемных решениях, обеспечивающих выполнение противоре-

чивых требований по эффективной работе И-ВО со смоченной внутренней поверхностью и безопасной эксплуатации компрессоров сухим ходом. В качестве критериев выбора рациональных вариантов при условии выполнения указанных требований приняты плотность теплового потока  $q$  в И-ВО и холодильный коэффициент  $\varepsilon$ . Эти критерии взаимосвязаны: максимальной величине  $q$  соответствует и наибольшее значение  $\varepsilon$ .

#### 4. Анализ эффективности испарительно-компрессорных контуров кондиционеров и выбор рациональных вариантов

Проведем сравнительный анализ тепловой эффективности испарительно-компрессорных контуров с перегревом пара на выходе из И-ВО на  $10...15\text{ }^\circ\text{C}$ , который поддерживается терморегулирующим вентилем (ТРВ) (схема 1, рис. 1), с неглубокой регенерацией теплоты в РТО, установленном на выходе из И-ВО, и перегревом в нем пара (на всасывании компрессора) на те же  $10...15\text{ }^\circ\text{C}$  (схема 2, рис. 1), а также с глубокой регенерацией теплоты (схема 3, рис. 1).

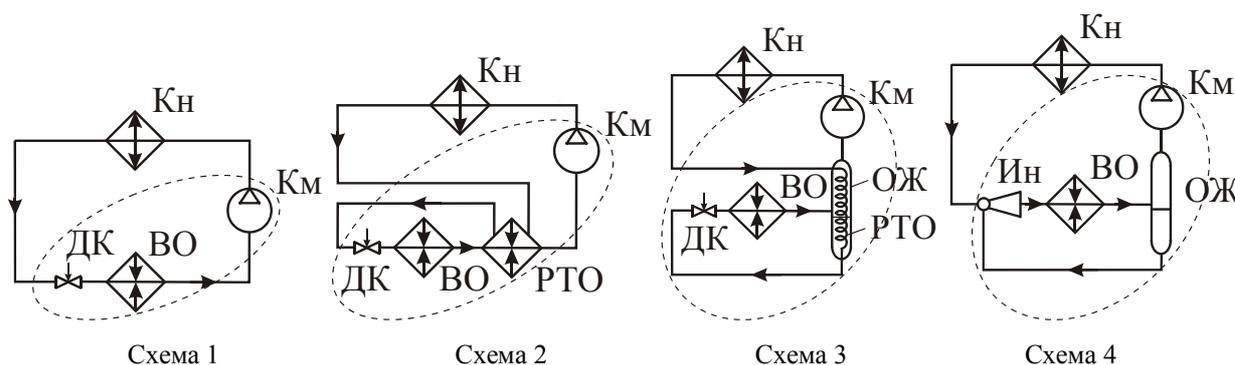


Рис. 1. Схемы испарительно-компрессорных контуров холодильных машин ССМ: Км – компрессор; Кн – конденсатор; ДК – дроссельный клапан; ВО – воздухоохладитель; ОЖ – отделитель жидкости; РТО – регенеративный теплообменник; Ин – инжектор

Следует отметить, что глубина регенерации (глубина переохлаждения жидкости высокого давления в РТО) зависит от интенсивности теплопере-

дачи в нем, обуславливающей разность температур между обменивающимися теплотой средами. При обтекании змеевика РТО дисперсной смесью или

паром (схема 2, рис. 1) интенсивность теплопередачи крайне низкая, а разность температур высокая. Поэтому теплоперепада (разности энтальпий), срабатываемого в РТО, недостаточно для испарения всей капельной влаги дисперсной смеси и перегрева пара, необходимого для нормальной работы ТРВ. Поэтому схема 2 не может обеспечить эффективную работу И-ВО со смоченными стенками по всей длине змеевиков. В схеме же 3 на поверхности змеевика РТО, установленного в жидком объеме ОЖ, испаряется жидкость, отсепарированная из парожидкостной смеси после ВО. Благодаря интенсивной теплопередаче достигается минимальная разность температур между средами и, следовательно, максимальная глубина регенерации. Большой теплоперепад, срабатываемый в РТО, обеспечивает испарение всей отсепарированной из дисперсной смеси жидкости, т.е. работу И-ВО со смоченными стенками. Эксплуатация И-ВО в таком режиме возможна также путем рециркуляции неиспарившейся жидкости в самом И-ВО, например инжектором (схема 4). Сравнение проведем при максимально возможных для каждой схемы плотностях теплового потока  $q_{\max}$  и соответствующих им оптимальных массовых скоростях  $(\rho w)_{\text{opt}}$  хладагента. При одинаковых тепловых нагрузках на И-ВО (расходе и температуре воздуха на входе и выходе из И-ВО) наличие максимума плотности теплового потока  $q = k\theta$  обусловлено следующим. С одной стороны, с увеличением массовой скорости  $\rho w$  хладагента в змеевиках И-ВО коэффициенты теплоотдачи при кипении хладагента  $\alpha_a$  и теплопередачи  $k$  возрастают. С другой стороны, с увеличением  $\rho w$  возрастает гидравлическое сопротивление  $\Delta P$ . Чтобы не решать задачу оптимизации всего цикла, в практике рационального проектирования испарителей фиксируют температуру кипения на выходе из воздухоохладителя  $t_{02}$ , а не на входе  $t_{01}$ ,

т.е. принимают постоянными параметры хладагента на всасывании компрессора [4]. Тогда из-за обусловленного гидравлическим сопротивлением  $\Delta P$  падения температуры кипения  $\Delta t_0$  при фиксированной температуре кипения на выходе из испарителя  $t_{02}$  повышается  $t_{01}$  и, следовательно, уменьшается температурный напор  $\theta$  между охлаждаемым воздухом и кипящим холодильным агентом. Противоположное влиянием  $\rho w$  на  $k$  и  $\theta$  обуславливает существование максимума функции  $q = k\theta$ . Соответствующая ему массовая скорость хладагента  $(\rho w)_{\text{opt}}$  считается оптимальной.

Проанализируем тепловую эффективность наиболее распространенного способа работы И-ВО с перегревом пара на выходе (схема 1 на рис. 1). Для него на рис. 2, а приведены плотности теплового потока: средняя для всей поверхности змеевика И-ВО  $q$ , для зоны интенсивного кипения на участке змеевика со смоченной хладагентом поверхностью  $q'$  и зоны испарения капельной влаги в паровом потоке  $q''$  в зависимости от массовой скорости хладагента  $\rho w$ .

Параметры работы И-ВО следующие: хладагент R22; температура кипения  $t_{02} = 0$  °С; температура воздуха на входе и выходе  $t_{в1} = 25$  °С и  $t_{в2} = 10$  °С; перегрев пара относительно диспергированной в нем капельной жидкости  $\Delta t_{\text{дисп}} = 5$  °С [5] и на выходе из И-ВО  $\Delta t_{\text{п}} = 15$  °С, степень обребрения  $\beta = 16$ ; внутренний диаметр трубок  $d_{\text{вн}} = 0,01$  м.

Из графиков на рис. 2, а следует, что И-ВО с ТРВ, по сути, совмещает в одном змеевике два последовательно установленных по ходу хладагента теплообменника (ТО): первый – это эффективный испаритель со смоченной внутренней поверхностью, работающий соответственно при больших плотностях теплового потока  $q'$ , а второй – концевой ТО, в котором происходит испарение капельной жидкости

в паровом потоке и перегрев пара с крайне низкими интенсивностью теплоотдачи от стенки к пару и теплопередачи в целом. Он эксплуатируется при малых плотностях теплового потока  $q''$ , в 3–4 раза меньших чем  $q'$ . В результате средняя для обоих ТО (для всей поверхности змеевика И-ВО) плотность теплового потока  $q$  при  $(\rho w)_{\text{opt}}$  оказывается примерно на 20 % меньше чем  $q'$ . Поскольку оба ТО, резко отличающиеся интенсивностью теплопередачи, все

же представляют собой единый змеевик, то увеличение  $\rho w$  с целью повышения  $q''$  на конечном участке не только не приведет к возрастанию средней величины  $q$ , но даже наоборот – вызовет ее снижение из-за повышения гидравлического сопротивления  $\Delta P$  и соответствующего падения температуры кипения  $\Delta t_0$  и температурного напора  $\theta'$  на испарительном участке. Об этом свидетельствуют ниспадающие ветви графиков  $q = f(\rho w)$  при  $\rho w > (\rho w)_{\text{opt}}$ .

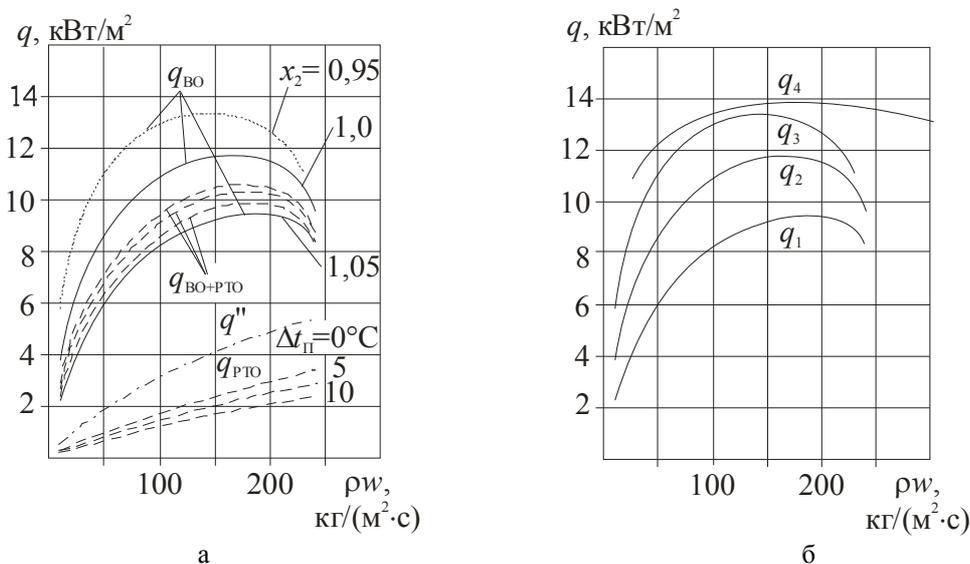


Рис. 2. Плотности теплового потока  $q$ ,  $q'$  и  $q''$ :  $q$  – средняя для всего змеевика И-ВО;  $q'$  – на участке змеевика со смоченной поверхностью;  $q''$  – на участке змеевика с дисперсной смесью;  $q_1$  –  $q_4$  – для схем 1–4: а – схема 1; б – схемы 1–4

Обычно концевой участок выполняют в виде РТО, служащего, с одной стороны, для доиспарения капель жидкости и перегрева пара после И-ВО, а с другой – для переохлаждения жидкого хладагента высокого давления после конденсатора (схема 2). Как видно из рис. 2, б, плотность теплового потока в И-ВО для схемы 2 на 10...15% выше, чем для схемы 1:  $q_2 > q_1$ .

Для схемы 3 превышение плотности теплового потока в И-ВО составляет 30...35% по сравнению со схемой 1 и 15...20% – со схемой 2 (рис. 2, б):  $q_3 > q_2 > q_1$ . При этом вся поверхность змеевика И-ВО смочена жидким хладагентом. Интенсивность теплоотдачи при кипении жидкости на поверхности

змеевика РТО и теплопередачи намного выше, чем в РТО, включенном по схеме 2, а поверхность РТО соответственно меньше.

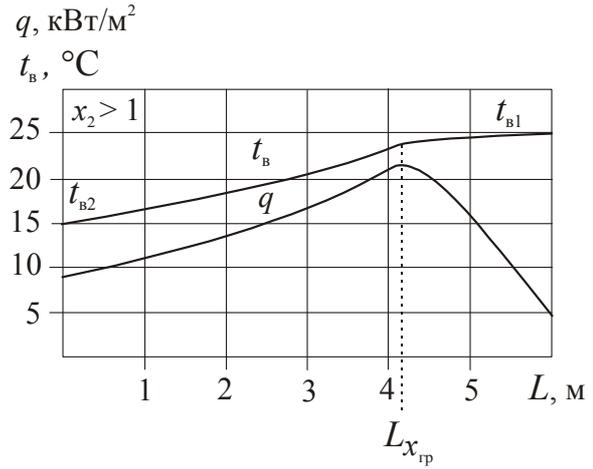
Схема 4 обеспечивает повышение плотности теплового потока в И-ВО по сравнению со схемой 1 на 35...45% (рис. 2, в). Пологий характер экстремумов зависимостей  $q = f(\rho w)$  допускает значительные отклонения  $\rho w$  от оптимальных величин  $(\rho w)_{\text{opt}}$ . При этом сводятся к минимуму дроссельные потери, поскольку энергия жидкого хладагента высокого давления используется в инжекторе для рециркуляции жидкого хладагента низкого давления в И-ВО. Безопасная эксплуатация компрессора сухим ходом обеспечивается отделением жидкости в ОЖ.

Об эффективности работы И-ВО при разных схемных решениях испарительно-компрессорных контуров можно судить также по локальным его характеристикам. Из характера изменения плотности теплового потока  $q$  и температуры воздуха  $t_b$  по длине  $L$  змеевика И-ВО (рис. 3) следует следующее заключение. При работе испарительно-компрессорного узла с перегревом пара на выходе из И-ВО длина  $L$  участка змеевика, обтекаемого дисперсной смесью и перегретым паром с крайне низкой интенсивностью теплопередачи, на котором происходит резкое снижение плотности теплового потока  $q$ , составляет примерно 1,5 м, т.е. 25% общей длины змеевика (рис. 3, а). Результатом низких  $q$  является чрезвычайно малое уменьшение температуры воздуха  $t_b$ : на 1,5...2 °С.

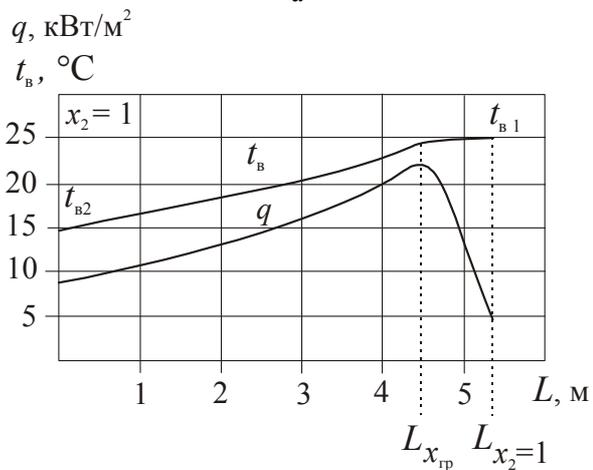
При неглубокой регенерации теплоты (при паросодержании на выходе  $x_2 \approx 1$ ) за счет исключения перегрева сокращаются общая длина  $L$  змеевика (с 6 до 5,3 м) и его участка, приходящегося на испарение дисперсной смеси (с 1,5 до 1 м), хотя его доля уменьшается незначительно и составляет 20...25% (рис. 3, б соответствует схеме 2).

Глубокая регенерация теплоты обеспечивает эксплуатацию И-ВО со смоченной поверхностью по всей длине змеевика ( $x_2 \leq x_{гр}$ ) и сокращение его длины на 25 % за счет интенсивной теплопередачи (рис. 3, в соответствует схеме 3).

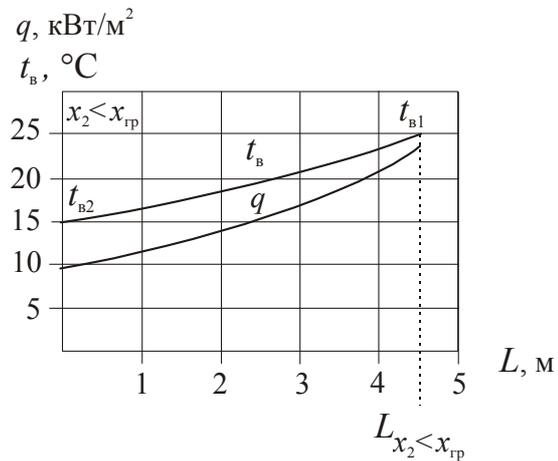
Благодаря интенсивной теплопередаче между жидкостью высокого давления после конденсатора, проходящей через змеевик, и кипящей на его поверхности жидкостью низкого давления достигаются максимальные удельные тепловые нагрузки  $q_{рто}$  на РТО (срабатываемые в РТО теплоперепады), обеспечивающие испарение всей неиспарившейся в И-ВО жидкости:  $q_{рто} = \gamma(1 - x_{гр})$ . Такая же эксплуатация И-ВО с  $x_2 \leq x_{гр}$  возможна и при рециркуляции в нем жидкости инжектором.



а



б



в

Рис. 3. Изменения плотности теплового потока  $q$  и температуры воздуха  $t_b$  по длине  $L$  змеевика И-ВО для схемы 1 (а), 2 (б) и 3 (в)

Эффект от интенсификации теплопередачи в И-ВО за счет исключения режимов сухой стенки может быть выражен энергетическим показателем холодильной машины – холодильным коэффициентом

$\varepsilon$ . Благодаря более интенсивной теплопередаче при работе И-ВО со смоченной поверхностью змеевика уменьшаются температурные напоры между охлаждаемым воздухом и кипящим хладагентом, повышается давление на всасывании компрессора (соответственно  $t_{02}$ ) и, следовательно, уменьшается степень повышения давления в компрессоре и его удельная работа сжатия, т.е. увеличивается  $\varepsilon$ .

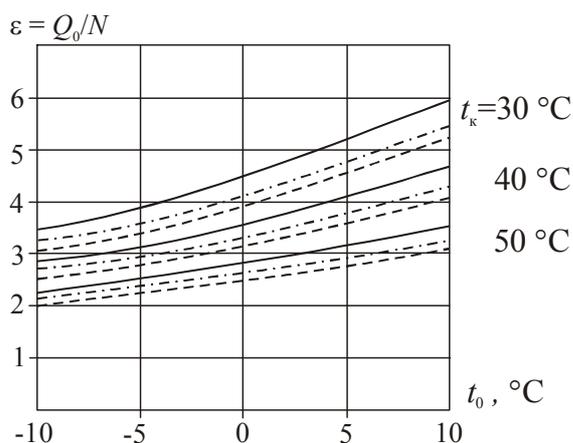


Рис. 4. Зависимости холодильных коэффициентов  $\varepsilon$  от температуры кипения  $t_0$  при разных температурах конденсации  $t_k$  для схем: \_\_\_\_\_ — схема 1; - - - - - схема 2; ..... — схемы 3 и 4

На рис. 4 представлены зависимости холодильных коэффициентов  $\varepsilon$  от температуры кипения  $t_0$  при разных температурах конденсации  $t_k$  для схемных решений 1...4. Как видно, приращение  $\varepsilon$  по сравнению с простой схемой 1 при переходе на схемы 3 и 4 почти в три раза больше, чем при неглубокой регенерации теплоты в РТО после ВО с  $x_2 = 1$  и составляет 15...20% против 6...8%.

### Выводы

1. Анализ энергетической эффективности испарительно-компрессорных контуров судовых кондиционеров показал, что наиболее эффективным явля-

ется схемное решение 4 с рециркуляцией жидкости в И-ВО. Оно обеспечивает повышение холодильного коэффициента  $\varepsilon$  на 15...20% и плотности теплового потока  $q$  в И-ВО на 35...40% по сравнению с распространенной схемой 1.

2. Для схемного решения 3 с ОЖ и РТО увеличение  $\varepsilon$  составляет 10...15%.

3. Схемное решение 2 с РТО после И-ВО не дает ощутимого выигрыша по  $\varepsilon$  и  $q$  и не может быть рекомендовано для судовых кондиционеров.

### Литература

1. Крузе А.С. Влияние характеристик регенеративного теплообменника на работу холодильной машины и методика его расчета // Холодильная техника. — 1973. — № 8. — С. 43 — 46.
2. Эффективность двукратной регенерации тепла в малых холодильных машинах / С.В. Гопин, Э.Н. Евстигнеева, В.М. Шавра // Холодильная техника. — 1981. — № 9. — С. 18 — 21.
3. Левитан Л.Л. Кризис высыхания в дисперсно-кольцевом режиме течения // Двухфазные потоки. Теплообмен и гидродинамика. — Л.: Наука. — 1987. — С. 169 — 186.
4. Slipcevic B. Wärmeübergang beim Sieden von R — kaltemitteln im horizontalen rohren // Kaltetechnik — Klimatisierung. — 1972. — № 12. — P. 345 — 351.
5. Chaddock J.B., Varma H.K. An Experimental Investigation on Dry-out with R22 Evaporating in a Horizontal Tube // ASHRAE Transactions. — 1979. — Vol. 85. — P. 105 — 121.

Поступила в редакцию 10.05.2004

**Рецензент:** д-р. техн. наук, проф. И.Г. Чумак, Одесская государственная академия холода, Одесса.