

# Диаграмма «давление – энталпия» для реального рабочего тела R134a/Castrol Icematic SW22

Д-р техн. наук, проф. В.П. ЖЕЛЕЗНЫЙ  
Одесская государственная академия холода

*A pressure-enthalpy diagram for the real refrigerant R134a / Castrol Icematic SW22 has been developed.*

*The influence of the oil impurities on configuration of main isolines in the diagram was considered. The role of use of the offered diagram in theoretical evaluation of the efficiency of refrigerating equipment is highlighted.*

Реальное рабочее тело (РРТ) в парокомпрессионных холодильных системах представляет собой смесь хладагента и масла.

Унос масла из компрессора оказывает значительное влияние на работу холодильной установки. Еще Бомбах [2] и Спаушус [6] показали, что энергетические характеристики холодильной машины должны зависеть от концентрации  $c_g$  и сорта масла, циркулирующего вместе с хладагентом. Присутствие примесей масла в рабочем теле приводит к снижению холодопроизводительности, увеличению работы сжатия в компрессоре, уменьшению холодильного коэффициента [2, 5, 6], снижению коэффициента теплопередачи в испарителе [9, 10].

Для корректного учета влияния примесей масла на энергетическую эффективность термодинамического цикла холодильной установки необходимо располагать информацией об энталпии РРТ. Для этого, в свою очередь, надо иметь сведения как о составе рабочего тела перед дроссельным устройством, так и об изменениях концентрации раствора хладагент–масло (РХМ) в испарителе. Следует заметить, что большинство косвенных методов исследования концентрации масла в различных узлах холодильной установки основаны на использова-

нии информации о теплофизических свойствах РХМ.

К сожалению, выбор рабочего тела, как правило, сводится к раздельной оценке целесообразности применения того или иного хладагента и компрессорного масла. При этом свойства РРТ, как правило, не рассматриваются. До сих пор решению основной практической задачи, связанной с расчетом калорических свойств РРТ для холодильного оборудования, уделяется недостаточное внимание. В последние годы опубликованы результаты лишь нескольких работ, в которых исследовали калорические свойства РХМ [3, 4, 7], оценивали влияние примесей масла на эффективность холодильного оборудования [3, 5], а также влияние примесей масла на теплообмен [9, 10].

В настоящее время вряд ли можно получить обширную и достоверную информацию по термическим и калорическим свойствам РХМ лишь на основании сведений о чистых компонентах. Тем более что используемые в практике масла являются многокомпонентными жидкими растворами с неопределенной структурой и молекулярной массой. Однако ограничить объем необходимых экспериментальных исследований до минимального уровня уже представляется возможным. Вывод о термодинамическом подобии РХМ в широком интервале концентраций масла [4, 8] является теоретическим обоснованием при создании методик прогнозирования термических и калорических свойств смеси.

На основании полученных экспериментальных данных по фазовому равновесию РХМ и с использованием методов расчета термодинамических свойств, кото-

рые были предложены в [4, 8], разработаны диаграммы давление–энталпия для реального рабочего тела R134a / Castrol Icematic SW22 при различных концентрациях масла  $c_g$ .

В качестве примера полученных результатов на рис. 1 и 2 представлены диаграммы  $P-h$  для рабочего тела R134a / Castrol Icematic SW22 при концентрациях масла 1 и 3 % в циркулирующем потоке РХМ.

На приведенных диаграммах изображены изотермы для рассматриваемого рабочего тела R134a / Castrol Icematic SW22, линии удельных объемов, а также пограничная кривая для чистого хладагента R134a. Пограничная кривая жидкости РХМ для данных концентраций циркулирующего масла практически совпадает (в пределах погрешности определения плотности жидкого РХМ) с пограничной кривой жидкости для чистого хладагента. Изотермы смеси вблизи пограничной кривой пара R134a имеют существенную кривизну и отклоняются от изотерм для чистого хладагента, причем степень отклонения возрастает с понижением температуры кипения рабочего тела и увеличением концентрации масла  $c_g$ , циркулирующего по контуру компрессорной системы. Поскольку в жидкой фазе РРТ всегда присутствуют примеси масла, пограничная кривая пара для реального рабочего тела отсутствует.

Проведенные исследования показывают, что процесс кипения рабочего тела в испарителе чувствителен к присутствию примесей масла по некоторым причинам [1]. Прежде всего состав жидкой фазы РХМ при кипении в испарителе изменяется в широких пределах (особенно в испари-

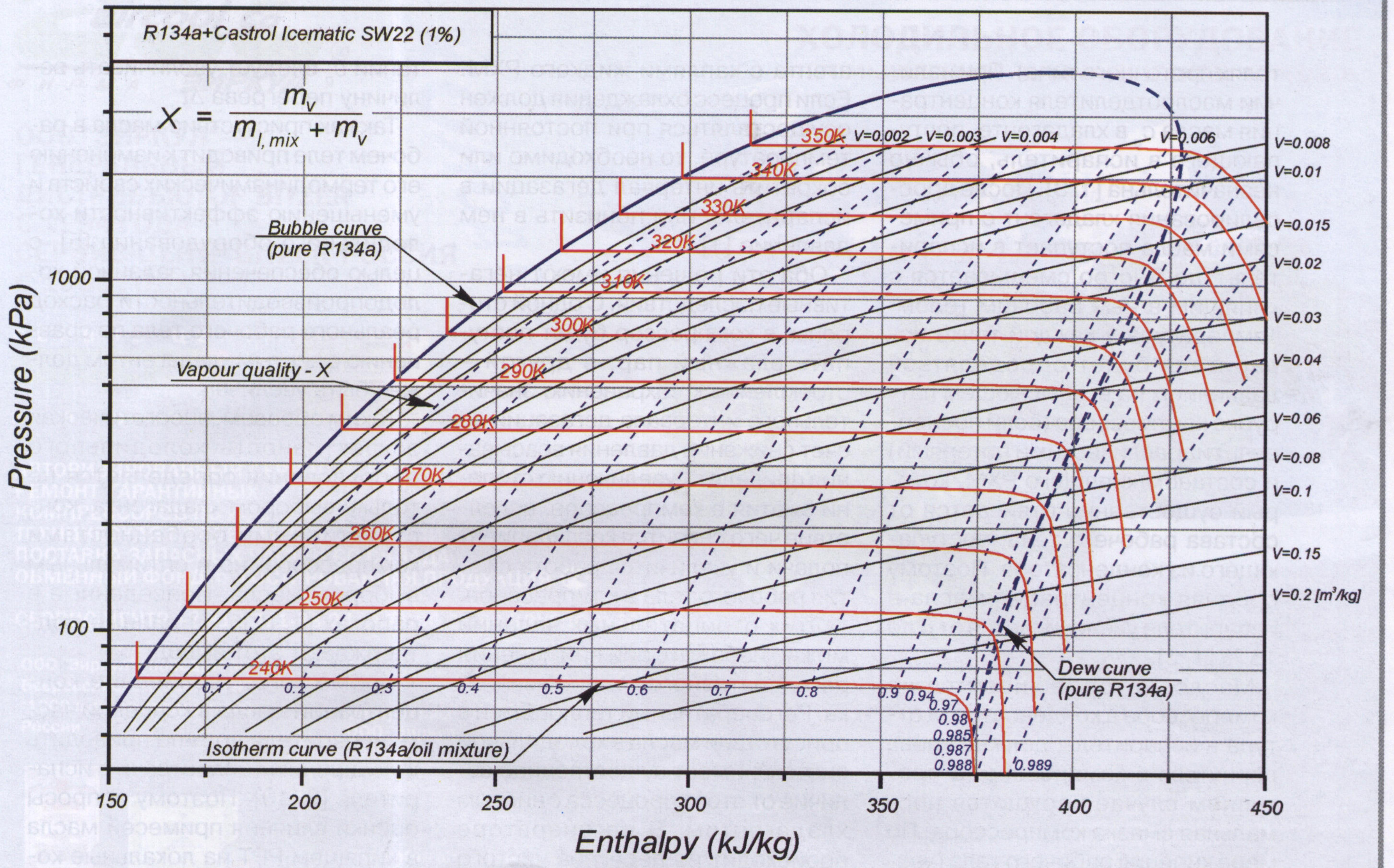


Рис. 1. Диаграмма  $lnp-h$  рабочего тела 134а/ Castrol Icematic SW22 при  $c_g = 1\%$

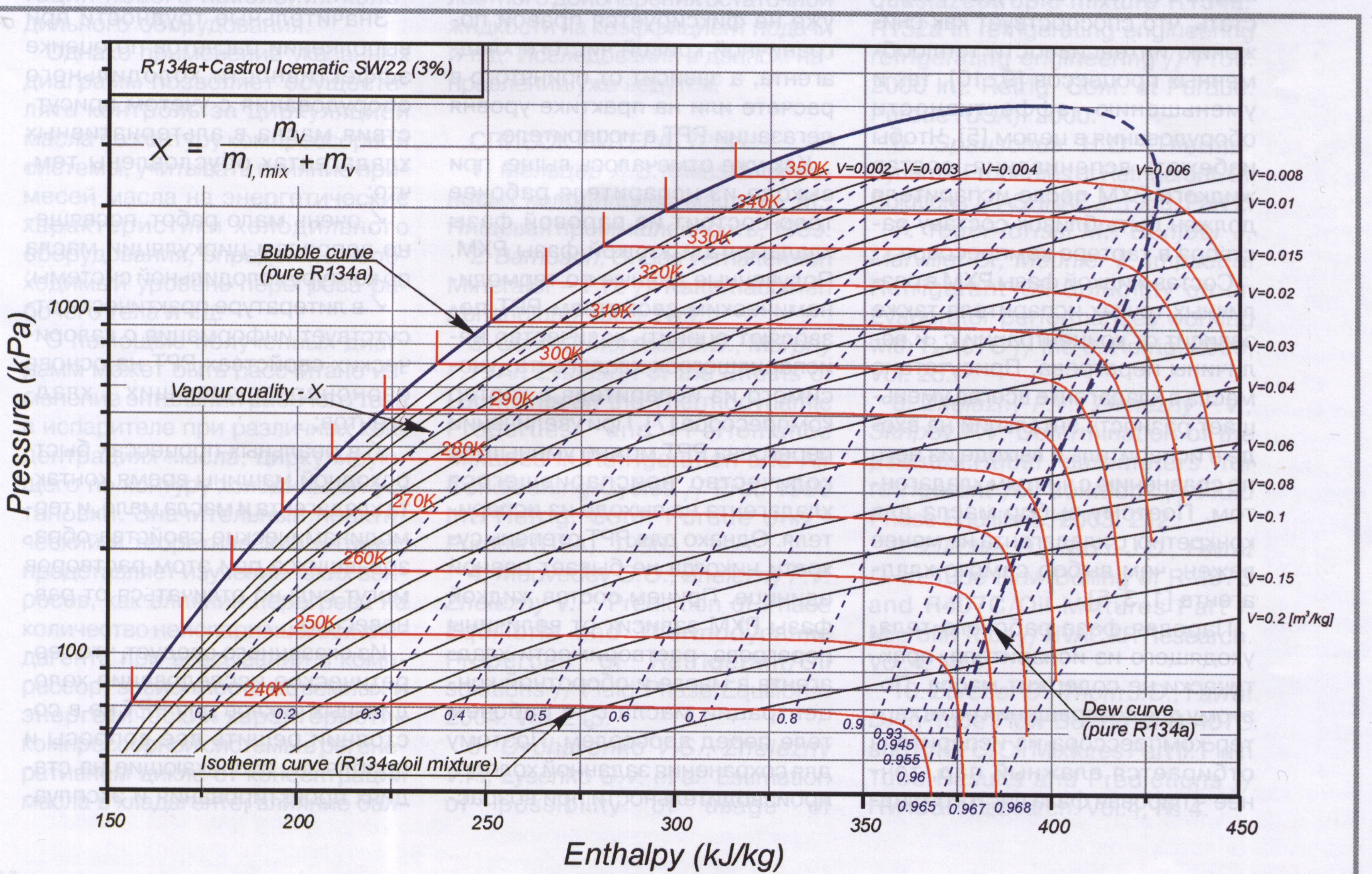


Рис. 2. Диаграмма  $lnp-h$  рабочего тела 134а/ Castrol Icematic SW22 при  $c_g = 3\%$

телях проточного типа). При наличии маслоотделителя концентрация масла  $c_g$  в хладагенте, поступающему в испаритель, обычно незначительна [1, 3]. После дросселирования хладагент с примесями масла поступает в испаритель, где быстро смешивается с кипящим в нем рабочим телом. Температура в каждой точке испарителя будет определяться давлением на всасывающем патрубке компрессора (если пренебречь гидравлическими потерями) и составом кипящего РХМ, который существенно отличается от состава рабочего тела, поступающего из конденсатора. Поэтому средняя концентрация масла в испарителе увеличивается от 8 до 16 % [1, 3].

Масло, которое уносится из компрессора в конденсатор, а оттуда в испаритель, должно вновь вернуться в компрессор. В противном случае нарушится нормальная смазка компрессора. По мере кипения рабочего тела (увеличения степени сухости парожидкостной смеси) концентрация масла в испарителе будет возрастать, что способствует как снижению интенсивности теплообменных процессов [9, 10], так и уменьшению эффективности оборудования в целом [5]. Чтобы избежать всепенивания, состав жидкого РХМ после испарителя должен быть близок составу раствора в картере компрессора.

Состав жидкой фазы РХМ в различных точках испарителя также зависит от концентрации  $c_g$  и величины перегрева. Присутствие масла в хладагенте всегда уменьшает разность энталпий на входе в испаритель и выходе из него по сравнению с чистым хладагентом. Поэтому выбор масла для конкретного хладагента не менее важен, чем выбор самого хладагента [1, 3, 5].

Паровая фаза рабочего тела, уходящего из испарителя, практически не содержит масла. Поэтому для возвращения его в картер компрессора из испарителя отбирается влажный пар, точнее – паровая фаза чистого хлад-

агента с каплями жидкого РХМ. Если процесс охлаждения должен осуществляться при постоянной температуре, то необходимо или сократить интервал дегазации в испарителе, или понизить в нем давление [1].

Оба эти решения имеют негативные последствия. С одной стороны, в компрессор будет поступать влажный пар; с другой – стремление к сохранению значительного интервала дегазации за счет снижения давления всасывания приведет к увеличению степени сжатия в компрессоре, вследствие чего снизится коэффициент подачи и увеличится работа сжатия рабочего тела в компрессоре.

Этих отрицательных явлений можно избежать при применении регенеративного теплообменника. Регенеративный теплообмен в присутствии масла в холодильной системе имеет существенное отличие от этого процесса с чистым хладагентом. В регенераторе происходит не перегрев чистого пара, а доиспарение при повышающейся температуре пара [1]. Начало процесса регенерации уже не фиксируется правой пограничной кривой чистого хладагента, а зависит от принятого в расчете или на практике уровня дегазации РРТ в испарителе.

Как уже отмечалось выше, при выходе из испарителя рабочее тело состоит из паровой фазы хладагента и жидкой фазы РХМ. Полученные данные по термодинамическим свойствам РРТ позволяют оценить количество неиспарившегося хладагента, уносимого из испарителя в картер компрессора [7]. При увеличении перегрева РРТ можно уменьшить количество неиспарившегося хладагента на выходе из испарителя. Однако для РРТ степень сухости никогда не бывает равной единице. Причем состав жидкой фазы РХМ зависит от величины перегрева, растворимости хладагента в масле и обратной концентрации масла  $c_g$  в рабочем теле перед дросселем. Поэтому для сохранения заданной холодоизделия производительности при возрас-

тании  $c_g$  следует увеличивать величину перегрева  $\Delta t$ .

Так как присутствие масла в рабочем теле приводит к изменению его термодинамических свойств и уменьшению эффективности холодильного оборудования [5], с целью обеспечения заданной холодоизделия производительности расход реального рабочего тела по сравнению с чистым хладагентом должен быть увеличен.

Таким образом, энергетическая эффективность холодильного оборудования определяется не только выбором хладагента, конструктивными особенностями компрессора, но и оптимальным выбором масла. Приведенные в работах [1, 3, 5, 7] данные подтверждают этот вывод.

Кроме того, увеличение концентрации масла в концевой части испарителя должно приводить к ухудшению теплоотдачи в испарителе [9, 10]. Поэтому вопросы оценки влияния примесей масла в кипящем РРТ на локальные коэффициенты теплоотдачи также должны рассматриваться в качестве приоритетных.

Значительные трудности при выполнении расчетов по оценке эффективности холодильного оборудования с учетом присутствия масла в альтернативных хладагентах обусловлены тем, что:

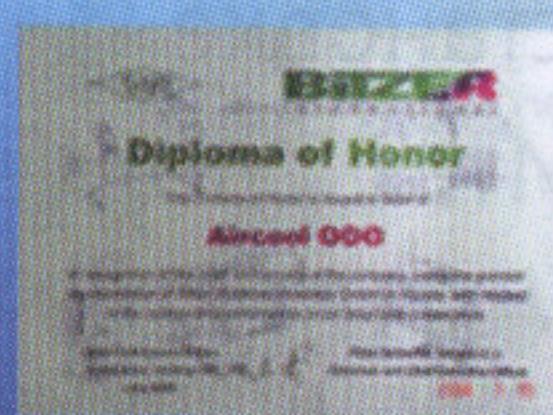
- ✓ очень мало работ, посвящено вопросам циркуляции масла по контуру холодильной системы;
- ✓ в литературе практически отсутствует информация о калорических свойствах РРТ на основе озононеразрушающих хладагентов;
- ✓ в реальных процессах быстроходной машины время контакта хладагента и масла мало, и термодинамические свойства образовавшихся при этом растворов могут сильно отличаться от равновесных.

Из сказанного следует, что теоретическое исследование холодильных циклов для РРТ не в состоянии решить все вопросы и проблемы, возникающие на стадиях проектирования и эксплуа-



**ООО "ЭЙРКУЛ"—  
ГЕНЕРАЛЬНЫЙ  
ДИСТРИБЬЮТОР BITZER  
С 1994 ГОДА  
СЕРВИС-ЦЕНТР BITZER-РОССИЯ  
С 1999 ГОДА**

**СЕРВИС-ЦЕНТР  
BITZER  
INTERNATIONAL  
РОССИЯ**



**АВТОРИЗИРОВАННЫЙ СЕРВИС • ДИАГНОСТИКА •  
РЕМОНТ ГАРАНТИЙНЫХ • ПОСЛЕГАРАНТИЙНЫХ  
КОМПРЕССОРОВ ПО РОССИИ  
ТЕХНИЧЕСКАЯ ПОДДЕРЖКА • ГАРАНТИИ  
ПОСТАВКА ЗАПАСНЫХ ЧАСТЕЙ СО СКЛАДА  
ОБМЕННЫЙ ФОНД • ГОСТИРОВАННАЯ ПРОДУКЦИЯ**

**СЕРВИС-ЦЕНТР +7 812 371-88-24 / +7 996 35 88 КРУГЛОСУТОЧНО**

**ООО "Эйркул" - победитель  
Всероссийского конкурса  
"1000 лучших предприятий  
России"**



### **10 ЛЕТ УСПЕШНОЙ РАБОТЫ НА РЫНКЕ ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ**

**Центральный офис  
ООО "Эйркул"  
191123  
Санкт-Петербург,  
ул. Шпалерная, 32-6Н**

тел. +7(812) 327-3821,  
факс +7(812) 327-  
3345 [info@aircool.ru](mailto:info@aircool.ru),  
[www.aircool.ru](http://www.aircool.ru)

**Производственно-  
монтажный комплекс  
196084 С-Петербург,  
ул. Заставская, 14а  
тел. +7(812) 371-8821,  
371-8822,  
факс +7(812) 371-8820  
[proizvodstvo@aircool.ru](mailto:proizvodstvo@aircool.ru)**

**ООО "Эйркул-Сибирь"  
г. Омск, ул. Маяковского, 74, офис 211,  
тел. (3812) 36-1161, факс (3812) 36-1162  
[aircoolsib@omskcity.com](mailto:aircoolsib@omskcity.com)**

**ООО "Эйркул-Урал"  
г. Ижевск, Якшур-Бодынский тракт, 1  
тел. (3412) 59-2553 факс (3412) 59-2554  
[aircool@udmnet.ru](mailto:aircool@udmnet.ru)**

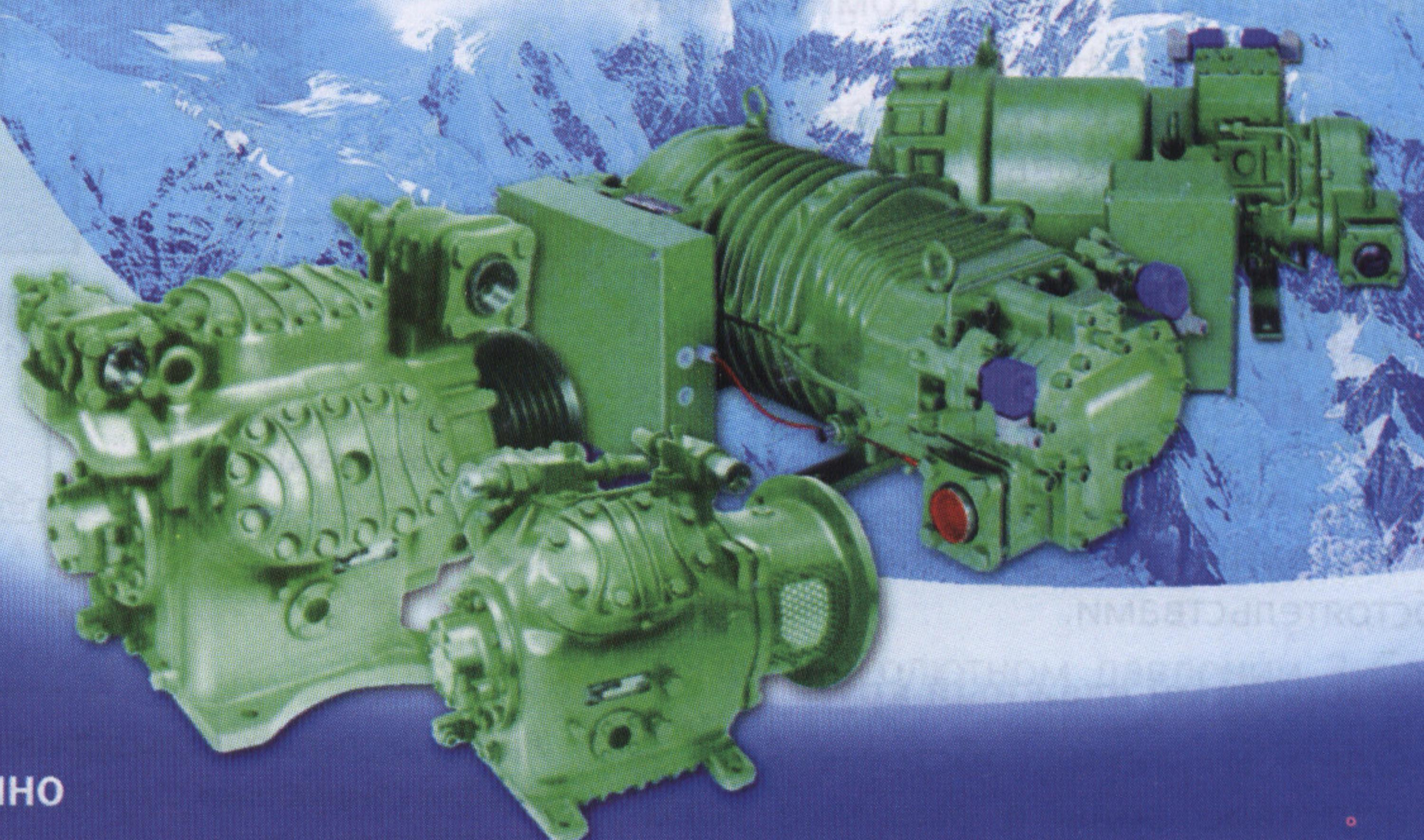
**ООО "Эйркул-Дон"  
г. Ростов-на-Дону, ул. Пушкинская, 54  
тел./факс (8632) 40-3597, 99-9797  
[aircool@rost.ru](mailto:aircool@rost.ru), [www.accdon.da.ru](http://www.accdon.da.ru)**

**ООО "Дальневосточная холодильная  
компания" представитель ООО "Эйркул"  
в Приморском крае  
г. Хабаровск, ул. Шевченко, 16, офис 84  
тел. (4212) 32-6699, 69-2278  
e-mail: geco 2002-2@mail&ru**

**ПРОЕКТЫ • ПРОИЗВОДСТВО • ПОСТАВКИ • МОНТАЖ • КРУГЛОСУТОЧНЫЙ СЕРВИС**

**ХОЛОДИЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ**

**ПРОМЫШЛЕННОЕ • КЛИМАТИЧЕСКОЕ • ТОРГОВОЕ**



тации нового поколения холо-  
дильного оборудования.

Однако применение указанных  
диаграмм позволяет осуществ-  
лять контроль за циркуляцией  
масла по контуру компрессорной  
системы, учитывать влияние при-  
месей масла на энергетические  
характеристики холодильного  
оборудования, определять необ-  
ходимый уровень перегрева ра-  
бочего тела и т.д.

С помощью полученных диаг-  
рамм может быть рассчитано из-  
менение энталпии рабочего тела  
в испарителе при различных кон-  
центрациях масла, циркулирую-  
щего по контуру холодильной ус-  
тановки. Значительный практи-  
ческий и теоретический интерес  
представляет изучение таких воп-  
росов, как влияние перегрева на  
количество неиспарившегося хла-  
дагента при всасывании в комп-  
рессор; зависимость объемных и  
энергетических характеристик  
компрессорной системы в регене-  
ративном цикле от концентрации  
масла в хладагенте; влияние бал-

ластного доиспарения остаточной  
жидкости на коэффициент подачи  
и т. д. Исследования в данном на-  
правлении уже ведутся.

#### **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Мельцер Л.З. Смазка фрео-  
новых холодильных машин – М.:  
Пищевая промышленность, 1969.
2. Bambach, G. Gas Verhalten von  
Mineralöl – F12 // Kaltemachinen  
Abhandlung 1955. №9.
3. Corr. S, Morrison J.D., Murphy  
F.T. An Evaluation of the Effects of  
Lubricants on the Thermodynamic  
Properties and Performance  
Mixtures in Refrigeration and Air  
Conditioning Cycles // Proc. 1996  
Int. Refrig. Conf. Purdue Univ.-  
Purdue (USA). 1996.
4. Medvedev O.O., Zhelezny P.V.  
Zhelezny V.P. Prediction of Phase  
Equilibria and Thermodynamic  
Properties of Refrigerant/Oil  
solutions // Fluid Phase Equilibria.  
2004. Vol. 215.
5. Ovcharenko V.S., Zhelezny  
V.P., Lysenko O.V. et al. Estimation  
of possibility of usage of
- quasiazeotropic mixture R134a/  
R152a in refrigerating engineering  
refrigerating engineering // Proc.  
2000 Int. Refrig. Conf. at Purdue.  
Purdue (USA). 2000.
6. Spauschus H.O. Thermo-  
dynamic Properties of Refrigerant-Oil  
Solutions // ASHRAE J. 1963. Part 2.
7. Youbi-Idrissi M., Bonjour J,  
Marville C., Meunier F. Impact of  
Refrigerant-Oil Solubility on an  
Evaporator performances working  
with R-407C // Int. J. Refrig. 2003.  
Vol. 26.
8. Zhelezny P.V., Zhelezny P.V.,  
Skripov P.V. Determination of the  
pseudocritical parameters for  
refrigerant /oil solutions // Fluid  
Phase Equilibria. 2003. 212.
9. Zürcher O., Thom J.D., Favrat  
D. In-Tube Flow Boiling of R-407C  
and R407C/Oil Mixtures Part I:  
Microfin Tube // HVAC&R Research.  
Vol.4, № 4.
10. Zürcher O., Thom J.D., Favrat  
D. In-Tube Flow Boiling of R-407C  
and R407C/Oil Mixtures Part II: Plain  
Tube Results and Predictions //  
HVAC&R Research. Vol.4, № 4.