

Посекционное исследование проточной части компрессора с промежуточным охлаждением для улучшения его газодинамических характеристик

С.Л. Шамено (НПФ "Энтехмаш")

Известно, что турбокомпрессорные агрегаты, используемые на химических предприятиях нашей страны, находятся в работе на протяжении нескольких десятков лет. Весьма длительный срок службы делает эти машины не только физически, но и морально устаревшими. В связи с этим довольно остро стоит проблема экономии энергоресурсов. Для решения задачи снижения энергопотребления необходимо располагать данными о фактическом состоянии машины, что достигается проведением газодинамических испытаний (ГДИ) агрегата в условиях эксплуатации. Причем, отклонение рабочих режимов от паспортных обусловлено не только физическим старением машин, но и несоответствием начальных параметров (начальной температуры t_n , начального давления p_n , состава газа и т.д.) расчетным значениям. Различие между фактическими газодинамическими характеристиками компрессора (ГДХ) и характеристиками, гарантируемыми заводом-изготовителем, не позволяет руководствоваться последними, что подтверждает необходимость проведения ГДИ.

Проведение испытаний на месте эксплуатации сопряжено с определенными трудностями:

- узкий диапазон варьирования частоты вращения ротора компрессора (в случае паротурбинного или газотурбинного привода);
- проблематичность четкого определения границы помпажа;
- недостаточная точность стационарных измерительных приборов.

Первые два фактора обусловлены тем, что ГДИ проходят в условиях технологической нагрузки и диапазоны изменения производительности и частоты вращения диктуются технологическим регламентом. Поэтому испытания проводятся, как правило, при постоянной частоте вращения n и в сравнительно узком диапазоне изменения производительности Q . Определить критическую производительность компрессора (КМ) $Q_{кр}$, при которой начинается помпаж, можно двумя способами:

1. вывести КМ на помпажный режим, что в условиях эксплуатации сопряжено с риском;
2. определить $Q_{кр}$ расчетным путем. Для расчетного определения $Q_{кр}$ необходимо располагать характеристикой сети, обслуживаемой КМ, которая в свою очередь характеризуется емкостными и инерционными свойствами. Если емкостную характеристику сети можно приближенно оценить, зная ее геометрию, то информация по инерционности сети обычно отсутствует.

Перед проведением ГДИ составляется и согласуется с предприятием “Программа и методика испытаний”. Программа должна соответствовать основным требованиям международного стандарта [1].

В наиболее общем случае “Программа и методика испытаний” должна содержать:

- схему расположения отборов для измерения давлений и температур;
- перечень средств измерений, используемых при испытаниях (с указанием предела измерений и класса точности);
- методику проведения ГДИ и объем регистрируемых параметров;
- расчетные зависимости для определения параметров ГДХ и приведения их к номинальным условиям.

ГДИ в условиях эксплуатации проводятся, как правило, во время пуска или остановки агрегата в период планового ремонта цеха, что в случае некорректных измерений не позволяет провести испытания вторично. Поэтому обработку опытных данных целесообразно производить непосредственно во время испытаний, что позволит минимизировать возможные ошибки, связанные с низкой точностью измерительных приборов, плохой продувкой измерительных линий, человеческим фактором. Обработка опытных данных заключается в пересчете регистрируемых режимов на номинальные начальные условия и нанесении их на гарантируемые кривые. Благодаря такому подходу к проведению испытаний становится возможным своевременно выявить некорректность измерений, а также мгновенно оценить состояние проточной части ступени или ряда ступеней (секций) компрессора.

За основу приведения опытных данных к номинальным начальным условиям нами принята методика, разработанная В.Ф. Рисом [2]:

$$\text{Объемная производительность по условиям всасывания: } Q_0 = \frac{n_0}{n} Q; \quad (1)$$

$$\text{Повышение температуры: } \Delta T_0 = \left(\frac{n_0}{n} \right)^2 \frac{k(k_0 - 1) R Z}{k_0(k - 1) R_0 Z_0} \Delta T; \quad (2)$$

$$\text{Число политропы: } \sigma_0 = \frac{k_0}{(k_0 - 1)} \eta_{пол}; \quad (3)$$

$$\text{Отношение давлений: } \varepsilon_0 = \left(1 + \frac{\Delta T_0}{T_{n0}} \right)^{\sigma_0}; \quad (4)$$

$$\text{Внутренняя мощность: } N_{i0} = \left(\frac{n_0}{n} \right)^3 \frac{\rho_{n0}}{\rho_n} N_i, \quad (5)$$

где подстрочным индексом 0 обозначены параметры приведения, а все обозначения соответствуют принятым в монографии [2].

Упрощенная методика пересчета ГДХ неохлаждаемых секций КМ на новые начальные условия не учитывает влияния числа Маха ($M_u = \frac{u_2}{\sqrt{kRT_n}}$) на важнейшие параметры ступени ЦКМ такие, как коэффициент мощности χ , коэффициент напора ψ , политропный КПД $\eta_{пол}$.

Поэтому допущение о постоянстве политропного КПД $\eta_{пол}$ на сходственных режимах приводит к тем большей погрешности при пересчете, чем существеннее разница между исходными параметрами и параметрами приведения (n, T_n, k, R, Z). Для повышения точности пересчета из серии гарантируемых ГДХ выбираются кривые, соответствующие определенной изодроме ($n=const$), которые обеспечивают равенство или близость чисел Маха, подсчитанных для выбранных кривых и для условий проведения испытаний. В случае испытаний многоступенчатых КМ равенство критерия M_u по условиям входа в каждую последующую ступень обеспечить невозможно, поэтому точность пересчета неохлаждаемой секции по сравнению с единичной ступенью снижается. Пересчет на новые значения k, R в условиях эксплуатации необходим в том случае, если состав рабочего вещества непостоянен (при испытаниях нагнетателей природного газа состав газа изменяется в течение часа). Тогда дополнительно к формулам (1-5) необходимо использовать информацию по термодинамическим свойствам газа в соответствии с изменением его состава.

Отличие номинальных параметров, принятых для расчета штатного сужающего устройства, от условий проведения ГДИ приводит к тому, что действительный расход измеряемой среды отличается от показания прибора. Для определения действительного расхода по показанию прибора необходимо вносить соответствующую поправку.

При изменении состава газа, его температуры, давления или относительной влажности действительный расход определится формулами:

$$Q_{g(0)} = Q_g \sqrt{\frac{\rho_g}{\rho_{g(0)}}}; \quad (6)$$

$$Q_{g(0)} = Q_g \sqrt{\frac{p_0 T Z}{p T_0 Z_0}}; \quad (7)$$

$$Q_{g(0)} = Q_g \frac{p - \varphi_0 p_{вп.макс}}{p - \varphi p_{вп.макс}} \sqrt{\frac{\rho}{\rho_0}}, \quad (8)$$

где $p_{вп.макс}$ – максимальное возможное давление водяного пара при рабочей температуре T ;

φ – относительная влажность газа;

Q_g – расход газа, приведенный к стандартным условиям, то есть к 0°C и 760 мм.рт.ст., либо к 20°C и 760 мм.рт.ст.;

ρ_g – плотность газа, приведенная к соответствующим стандартным условиям.

Параметры с подстрочным индексом 0 соответствуют действительным параметрам газа, а без индекса – параметрам, участвующим в расчете сужающего устройства.

Довольно часто в практике приходится сталкиваться с испытаниями многосекционных охлаждаемых компрессоров. При этом подход к пересчету опытных данных на номинальные условия для неохлаждаемых секций КМ остается прежним, но появляется необходимость в учете межсекционных отборов газа, его конденсации в промежуточных охладителях и утечек через лабиринтные уплотнения корпусов КМ. Кроме того, работа охлаждаемого компрессора определяется не только состоянием секций сжатия, но и присоединенных к ним промежуточных охладителей. Отметим, что тепловые и аэродинамические характеристики охладителей пересчету на иные условия работы не подлежат, поэтому необходимо располагать номинальными характеристиками охладителей в летний и зимний период работы агрегата, либо проводить испытания при условиях, близких к номинальным [3].

На одном из отечественных предприятий нами были проведены ГДИ воздушного многосекционного охлаждаемого компрессора для определения соответствия его номинальных и рабочих ГДХ. Компрессор предназначен для сжатия атмосферного воздуха до давления 3,55 МПа и подачи его в реактор вторичного риформинга. Рассматриваемый компрессор состоит из 2 цилиндров (ЦНД и ЦВД) по 2 секции в каждом. Каждая секция включает 3 ступени сжатия; I и II секции ЦНД, а также III и IV секции ЦВД расположены “оппозитно”. После каждой секции установлены промежуточные аппараты воздушного охлаждения (АВО).

За исходную информацию были приняты паспортные ГДХ, построенные для трех изодром ($n=4700, 5250$ и 5500 об/мин) и соответствующие начальным условиям, приведенным в таблице 1.

Таблица 1

Номер секции	I	II	III	IV
Показатель адиабаты k	1,4	1,4	1,4	1,4
Удельная газовая постоянная R , (Дж/кгК)	287	287	287	287
Начальная температура T_n , К	302,5	321,9	321,9	321,9
Начальное давление P_n , МПа	0,0951	-	-	-

Схема расположения отборов для измерения давлений и температур представлена на рис.1, а перечень средств измерений, используемых при испытаниях, сведен в таблицу2.

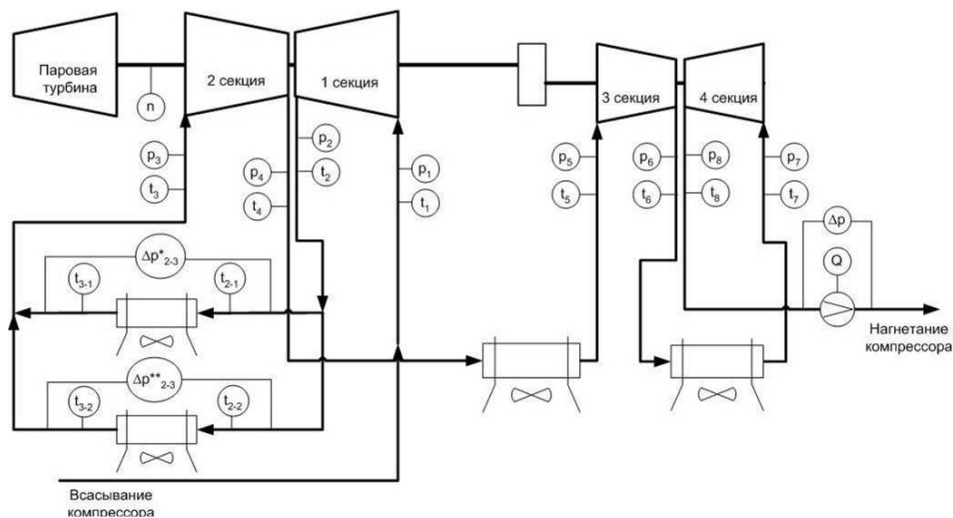


Рис.1. Схема расположения отборов для измерения давлений и температур

Выход машины на установившийся режим работы при переходе от одного режима к другому контролировался по прекращению роста разности температур воздуха на нагнетании и всасывании каждой секции КМ. Все необходимые параметры по секциям компрессора фиксировались не менее трех раз на каждом режиме работы КМ, были осреднены и занесены в протокол испытаний.

Для удобства последующего пересчета опытные данные приведены к соответствующему виду и представлены в таблице3.

Таблица 2

Наименование измеряемого параметра	Наименование прибора	Предел измерений
1. Разряжение воздуха во всасывающей патрубке I секции, кгс/см ² (мм вод.ст.)	Дифманометр	-
2. Давление воздуха на выходе из нагнетательного патрубка I секции, кгс/см ²	Манометр образцовый	0-2,5
3. Давление воздуха на входе во II секции, кгс/см ²	Манометр образцовый	0-2,5
4. Давление воздуха на выходе из нагнетательного патрубка II секции, кгс/см ²	Манометр образцовый	0-6
5. Давление воздуха на входе в III секции, кгс/см ²	Манометр образцовый	0-6
6. Давление воздуха на выходе из нагнетательного патрубка III секции, кгс/см ²	Манометр образцовый	0-16
7. Давление воздуха на входе в IV секции, кгс/см ²	Манометр образцовый	0-16
8. Давление воздуха на выходе из нагнетательного патрубка IV секции, кгс/см ²	Манометр образцовый	0-25
9. Перепад давления на промежуточных воздухоохладителях, кгс/см ² (мм вод.ст.)	Дифманометр	-
10. Температуры воздуха на входах во всасывающие патрубки секции, °С	Штатный термометр сопротивл.	-
11. Температуры воздуха в нагнетательных патрубках секций, °С	Штатный термометр сопротивл.	-
12. Частота вращения ротора турбины, об/мин	Штатный частотомер	-
13. Производительность компрессора, нм ³ /ч	Штатное расходомерное устройство	-

Таблица 3

Наименование параметра	Режимы		
	1	2	3
Атмосферное давление, кгс/см ² абс.	1,001	1,001	1,001
Давление во всас. патрубке, кгс/см ² абс.	0,981	0,981	0,981
Температура во всас. патрубке, °С	20	20	20
Повышение температуры в I секции, °С	116	118	120
Отношение давлений I секции	2,479	2,494	2,512
Повышение температуры в II секции, °С	105	108	114
Отношение давлений II секции	2,265	2,330	2,396
Повышение температуры в III секции, °С	86	92	96
Отношение давлений III секции	1,889	1,992	2,047
Повышение температуры в IV секции, °С	71	81	88
Отношение давлений IV секции	1,588	1,826	1,977
Приведенный расход Q _г ·10 ³ , нм ³ /ч (по прибору)*	57	48	40
Частота вращения, об/мин	4460	4450	4450

*Расход приведен к 0°С и 760 мм.рт.ст.

Для выбора расчетной кривой из серии фирменных характеристик были подсчитаны условные числа Маха для условий ГДИ и номинальных условий.

Таблица 4

Параметр	Формула	Условия ГДИ	Номинальные условия		
Удельная газовая постоянная R, Дж/(кгК)	-	287	287		
Показатель адиабаты k	-	1,4	1,4		
Начальная температура, К	-	293	302,5		
Частота вращения ротора, об/мин	-	4450	4700	5250	5500
Окружная скорость, м/с	$U_2 = \pi D_2 n / 60$	232,9	246,0	274,8	287,8
Условное число Маха	$M_u = \frac{u_2}{\sqrt{kRT_u}}$	0,679	0,706	0,788	0,826
Отклонение по числу Маха, %	-	-	3,8	13,8	17,8

Из таблицы 4 видно, что минимальное отклонение по числу Маха для указанных условий обеспечится, если за номинальную кривую принять изодрому, соответствующую $n=4700$ об/мин. Опытные данные, полученные в ходе ГДИ, были обработаны в соответствии с принятой методикой [2] и сведены в таблицу 5 (приведены результаты обработки опытных данных для I секции). За параметры приведения приняты условия, указанные в таблице 1, и номинальная частота вращения ротора $n=4700$ об/мин.

Таблица 5

	Наименование	Формула	Режимы		
			1	2	3
1	Производительность КМ Q_g , тыс.нм ³ /ч	Из табл.4	57	48	40
2	Отношение давлений ε	Из табл.4	2,479	2,494	2,512
3	Повышение температуры ΔT , К	Из табл.4	116	118	120
4	Фактическая производительность КМ $Q_{g(0)}$, тыс.нм ³ /ч	$Q_{g(0)} = Q_g \sqrt{\frac{P_0 T^*}{T_0 P^*}}$	37,43	35,05	31,42
5	Плотность по условиям входа ρ_n , кг/м ³	$\rho_n = \frac{P_n}{RT_n}$	1,143	1,143	1,143
6	Плотность при стандартных условиях ρ_g , кг/м ³	$\rho_g = \frac{101325}{R273}$	1,293	1,293	1,293
7	Производительность КМ по условиям входа Q_n , м ³ /мин	$Q_n = \frac{Q_{g(0)} \rho_g}{\rho_n}$	724,3	679,7	611,0
8	Приведенная производительность КМ по условиям входа $Q_{n(0)}$, м ³ /мин	$Q_{n(0)} = \left(\frac{n_0}{n}\right) Q_n$	763,3	717,8	645,3
9	Приведенное повышение температуры ΔT_0 , К	$\Delta T_0 = \left(\frac{n_0}{n}\right)^2 \Delta T$	128,6	131,2	134,1
10	Приведенное отношение давлений ε_0	$\varepsilon_0 = \tau_0^\sigma$	2,626	2,653	2,673
11	Комплекс τ_0	$\tau_0 = 1 + \frac{\Delta T_0}{T_{n0}}$	1,425	1,434	1,443
12	Политропный КПД $\eta_{пол}$	$\eta_{пол} = \frac{(k-1)}{k} \sigma$	0,779	0,774	0,776
13	Число политропы σ	$\sigma = \frac{\ln \varepsilon}{\ln \tau}$	2,726	2,708	2,680
14	Комплекс τ	$\tau = 1 + \frac{\Delta T}{T_n}$	1,395	1,401	1,410

Согласно документации на штатную измерительную диафрагму $P^*=36,6$ кгс/см², $T^*=165,6$ °С. При подсчете Q_g учтены технологические отборы воздуха в III и IV секциях в количестве 1000 нм³/ч и 2000 нм³/ч соответственно.

По данным таблицы 5 построены сравнительные ГДХ секций компрессора, позволяющие оценить реальную работу каждой секции КМ по отношению к номинальной характеристике (рис.2).

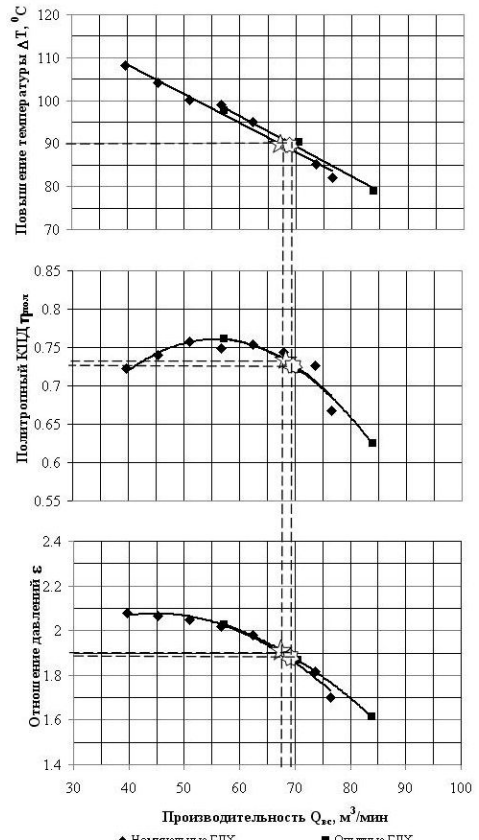
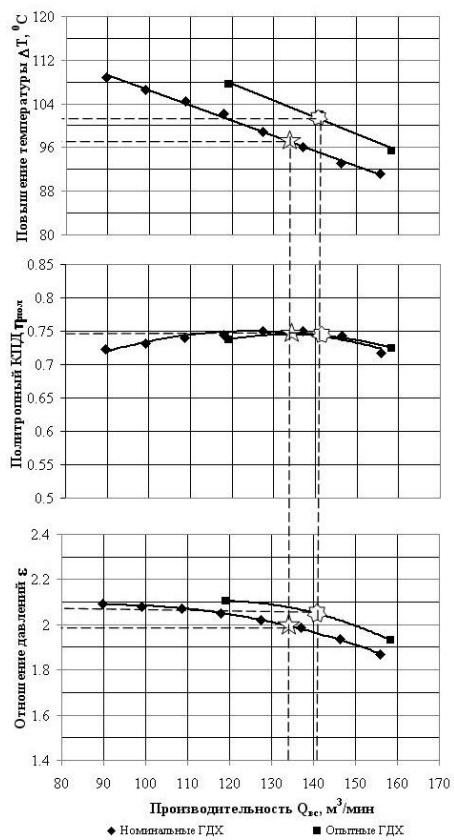
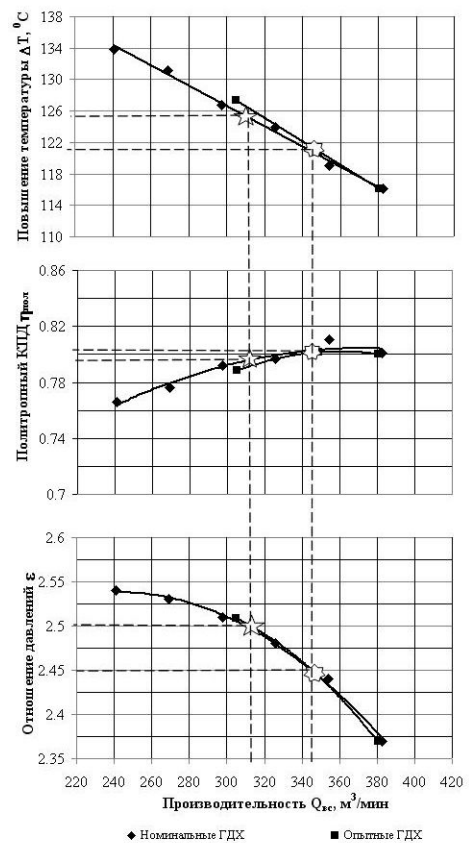
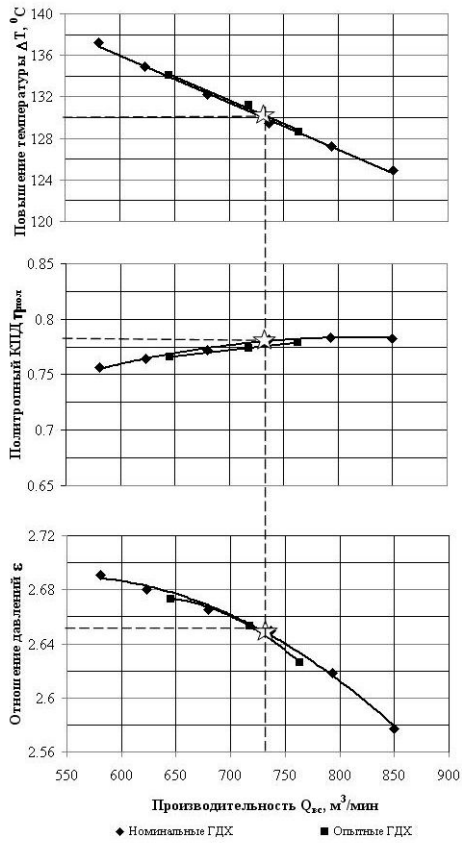


Рис.2 Сравнительные ГДХ компрессора: а) I секции, б) II секции, в) III секции, г) IV секции.

Номинальные ГДХ и опытные кривые всех секций компрессора удовлетворительно согласуются между собой, о чем свидетельствуют близкие значения политропных КПД на оптимальных рабочих режимах. Следовательно, согласование рабочих режимов во всех четырех секциях компрессора позволяет обеспечить заданные параметры назначения с минимальным потреблением энергии. Однако, на практике всегда имеет место отклонение режимов работы секций от оптимума вследствие ухудшения тепловых и аэродинамических характеристик промежуточных АВО в процессе длительной эксплуатации. Для определения смещения фактического режима работы относительно номинального в соответствии с принятой методикой [2] были построены суммарные ГДХ компрессора с использованием паспортных и полученных в ходе ГДИ теплоаэродинамических характеристик АВО (рис.3).

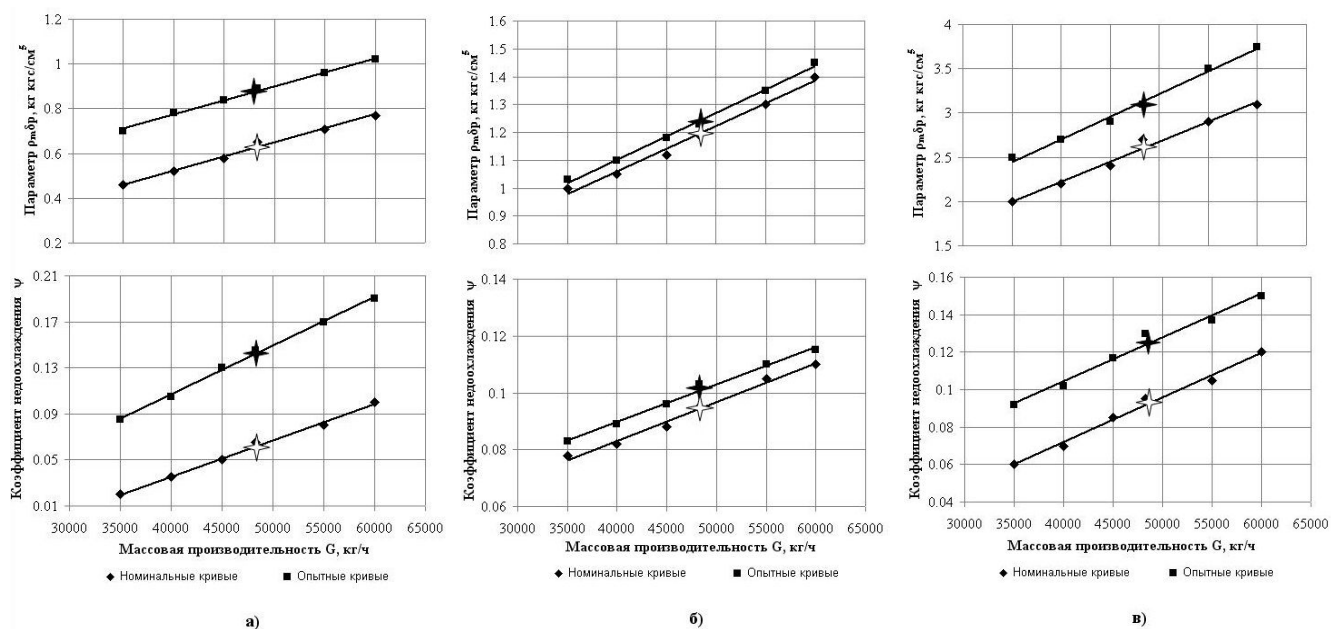


Рис.3 Тепловые и аэродинамические характеристики промежуточных АВО:

а) после I секции, б) после II секции, в) после III секции.

На рис.3 \star и \star обозначен расчетный режим на фактических и паспортных характеристиках АВО соответственно. Причем за расчетный принят номинальный режим по паспорту ($Q_{вс}^I = 736 \text{ м}^3/\text{мин}$).

Указанный режим в абсолютных значениях потерь давления и температуры воздуха на входе в секцию для всех АВО представлен в таблицеб.

Таблица 6

Наименование параметра	I АВО		II АВО		III АВО	
	Паспорт	Испыт.	Паспорт	Испыт.	Паспорт	Испыт.
Потери давления Δp , кгс/см ²	0,25	0,366	0,253	0,263	0,231	0,331
Температура на выходе из АВО, К	310	321	314	317	312	316

На рис.2 ☆ обозначен номинальный режим по паспорту, а ☆ - режим при работе машины с фактическими характеристиками АВО. В результате ухудшения характеристик промежуточных охладителей рабочий режим сместился в область больших объемных расходов и меньших отношений давлений, причем политропный КПД секций остался примерно на том же уровне. Для оценки энергетической эффективности охлаждаемого компрессора воспользуемся понятием коэффициента эффективности $K_{эф}$ (отношением работы сжатия неохлаждаемого компрессора к фактической работе сжатия при прочих равных условиях) [2]:

$$K_{эф} = \frac{H}{H_{охл}} = \frac{\left[\varepsilon^{\frac{(k-1)}{k\eta_{im}}} - 1 \right] T_H}{\sum \Delta T}, \quad (9)$$

где $\eta_{im} = \frac{\sum (\eta_{пол} \Delta t)}{\sum \Delta t}$ - средний внутренний КПД секций; (10)

Мощность, потребляемая охлаждаемым компрессором, определяется выражением:

$$N_i = \frac{GRT_H k \left(\varepsilon^{\frac{(k-1)}{k\eta_{im}}} - 1 \right)}{1000 K_{эф} (k-1)}. \quad (11)$$

Используя данные из рис.2 для подстановки в формулы (9-11), получим значения $K_{эф}$ и N_i для паспортного и фактического режимов. Кроме того, формулы (9-11) позволяют определить влияние каждого охладителя на энергопотребление компрессора (таблица 7).

Таблица7

Наименование параметра	Паспорт	Факт	Расчет (I+IIIохл.)	Расчет (Iохл.)
Суммарное повышение температуры $\Sigma\Delta t, ^\circ\text{C}$	441,4	441,5	459,5	455,8
Средний внутренний КПД секций η_{im}	0,772	0,769	0,769	0,769
Повышение температуры в неохлаждаемом компрессоре $\left[\varepsilon^{(k-1)/(k\eta_{im})} - 1 \right] T_H, ^\circ\text{C}$	629,1	604,6	629,1	629,1
Коэффициент эффективности $K_{\varepsilon\phi}$	1,425	1,369	1,369	1,38
Потребляемая мощность $N_i, \text{кВт}$	5964,2	5960,1	6207,5	6162,0
Перерасход мощности $\Delta N, \%$	-	-	4,08	3,32

Характеристики АВО после 2^й секции компрессора практически не изменились по сравнению с паспортными (см.рис.3), поэтому исследовалось влияние АВО после 1^й и 3^й секций компрессора на работу машины в целом. Для исключения влияния АВО после 3^й секции потери давления Δp и температура на выходе из охладителя T_H были приняты равными номинальным значениям. Расчеты показали, что ухудшение тепловых и аэродинамических характеристик первого и третьего АВО привело к перерасходу мощности на расчетном режиме на 4%. Кроме того, влияние последнего охладителя на работу компрессора несущественно, а перерасход мощности от ухудшения его характеристик составляет менее 1%.

Отметим, что такой способ определения перерасхода мощности на расчетном режиме освобождает от ряда итерационных вычислений, связанных с подбором необходимой частоты вращения для обеспечения компрессором расчетного режима. Однако, принятое допущение о равенстве $K_{\varepsilon\phi}$ на фактическом режиме и режиме, обеспечивающем расчетные параметры, вносит некоторую погрешность. Чем ближе будут значения внутренних КПД фактического и заданного режимов, тем меньшей будет вносимая погрешность.

Выводы:

1. Обработка опытных данных на месте эксплуатации позволяет исключить возможные ошибки, связанные с низкой точностью средств измерений, плохой продувкой измерительных линий и т.д.
2. Анализ работы секций компрессора и АВО как отдельных элементов, входящих в состав охлаждаемого компрессора, позволяет выявить те из них, которые являются источником повышенного энергопотребления машины.

Литература:

1. International Standard. ISO 5389. Turbokompressors Performance test code. 1991.
2. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины. – Л.:”Машиностроение”,1981, - 351 с.
3. Рис В.Ф. Уточненный метод испытаний и расчета характеристик компрессоров // Турбины и компрессоры. №1-1997,с.56-64.