

# Способ повышения производительности воздушного центробежного компрессора

Смагоринский А. М., Шамеко С. Л.  
(НПФ "Энтехмаш").

## 1. Повышение эффективности проточной части ЦНД и ЦВД

НПФ «Энтехмаш» совместно с ОАО «Невинномысский азот» успешно внедрило в эксплуатацию модернизированный турбокомпрессорный агрегат для сжатия атмосферного воздуха в технологическом процессе производства аммиака.

Агрегат состоит из центробежного компрессора, имеющего в технологическом процессе производства аммиака обозначение поз. 101J, и приводной паровой турбины конденсационного типа поз.101JT.

Целью модернизации агрегата поз.101J/JT было увеличение производительности компрессора поз.101J при сохранении его конечного давления и потребляемой мощности. В связи с этим основным объектом модернизации явился центробежный компрессор, а приводная паровая турбина поз.101JT оставлена в штатном исполнении, но прошла капитальный ремонт.

Компрессор фирмы «Hitachi» в штатной комплектации состоит из двух цилиндров, по две секции в каждом цилиндре, с тремя промежуточными аппаратами воздушного охлаждения (АВО). Каждая секция состоит из трёх ступеней, каждая из которых выполнена с безлопаточным диффузором, концевые выходные устройства - в виде сборных кольцевых камер переменного сечения. Штатные рабочие колеса выполнены с прямыми лопатками с углом выхода  $\beta_2 = 60^\circ$ , лопатки последних колес ЦНД и ЦВД цилиндрические с углом выхода  $\beta_2 = 45^\circ$ . Между цилиндрами компрессора установлен мультипликатор. Соединение валов в агрегате осуществляется посредством зубчатых маслосмазываемых муфт.

Для повышения производительности компрессора при модернизации агрегата в ЦНД установлена более эффективная проточная часть, спроектированная на базе экспериментально-отработанных высокоэкономичных модельных ступеней [3]. Кроме того, заменена зубчатая пара мультипликатора на новую, с увеличенным передаточным отношением. Дополнительный эффект получен также за счёт установки дополнительной секции воздухоохладителя после первой секции компрессора. Для повышения механического КПД и снижения общего расхода масла, а также повышения эксплуатационной надежности зубчатые соединительные муфты заменяются на сухие муфты. Проточная часть ЦВД компрессора доработана с целью повышения КПД в соответствии с рекомендациями [1]. Модернизация компрессора выполнена при максимальном использовании штатных узлов агрегата: корпусов, вкладышей, смазочной системы, системы управления и арматуры.

В проведённой работе для расчетов проточной части модернизированного компрессора использовались как прямой газодинамический расчёт, так и

газодинамические характеристики модельных ступеней банка данных НПФ «Энтехмаш» и характеристики воздухоохладителей и секций ЦВД, полученные при эксплуатационных испытаниях компрессора поз.101J, проведенных НПФ «Энтехмаш» на различных заводах – потребителях данного оборудования.

Выбор проточной части компрессора 101J, модернизированного НПФ «Энтехмаш» на повышенную производительность, осуществлялся после проведения испытаний и анализа характеристик компрессора 101J фирмы «Хитачи» в цехе 1«В» ОАО «Невинномысский Азот». При испытаниях кроме суммарных характеристик компрессора определялись характеристики секций, промежуточных воздухоохладителей, а также максимальная мощность приводной турбины, которая необходима для определения максимально возможной производительности компрессора с учетом повышения КПД его проточной части.

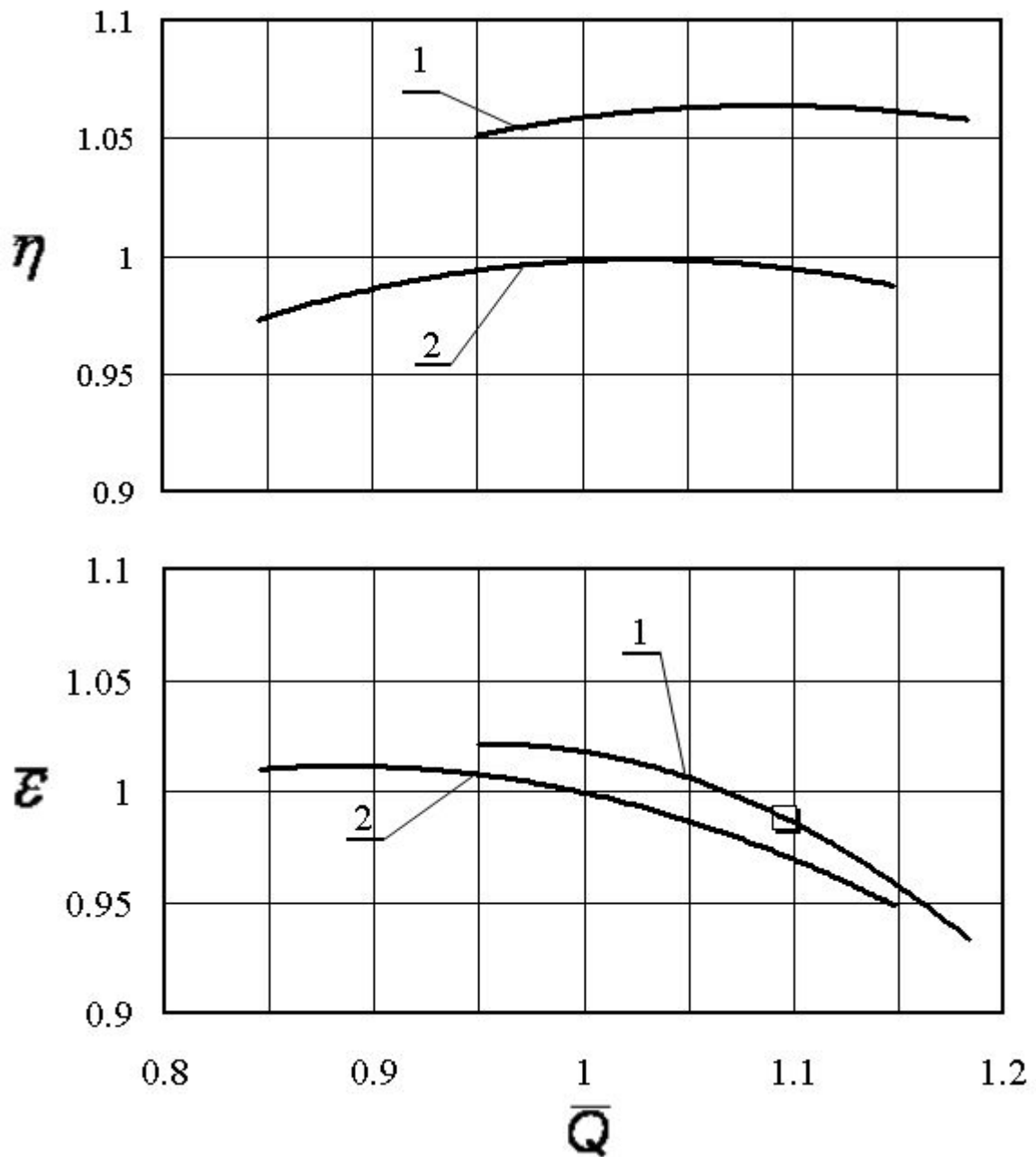
При выборе основного варианта модернизации компрессора принимались следующие положения:

1. Новая проточная часть ЦНД должна иметь повышенную эффективность (политропный КПД на 5-7% выше, чем у фирмы изготовителя) за счёт установки рабочих колёс и диффузоров (ЛД) с более высокими показателями КПД. В дополнение к этому были проведены определённые мероприятия по повышению эффективности герметизации горизонтального разъёма думмисной диафрагмы, где наблюдаются максимальные внутренние перетечки воздуха.
2. Приводная паровая турбина должна обеспечивать расчётную мощность 10600 кВт.
3. Новая проточная часть ЦНД должна вписываться в существующий корпус.
4. Вкладыши, концевые и межступенчатые уплотнения ЦНД и ЦВД остаются без изменений.
5. Проточная часть ЦВД остаётся практически без изменений: проводится незначительная доработка статорных диафрагм в местах БЛД и устанавливаются более эффективные концевые и межступенчатые обоймы уплотнения, сделанные из современного материала РЕЕК).
6. Зубчатая передача мультипликатора между ЦНД и ЦВД выполняется на повышенное передаточное отношение для согласования секций ЦНД и ЦВД и получения необходимого напора.
7. Зубчатые муфты заменяются «сухими» гибкими муфтами.
8. Для снижения потребляемой мощности компрессора после I секции ЦНД устанавливается в параллель штатной идентичная ей дополнительная секция промежуточного воздухоохладителя.

После завершения мероприятий по изготовлению узлов и деталей модернизированной проточной части воздушного компрессора она была смонтирована в штатный корпус после чего, модернизированный компрессор поз.101J успешно прошёл приёмо-сдаточные испытания на месте эксплуатации. Газодинамические параметры, заложенные в ТЗ были выполнены с запасом по

мощности приводной паровой турбины поз.101JT (порядка 8 делений по рейке хода клапанов).

На рис.1, 2, 3, 4 и 5 представлены газодинамические характеристики секций и суммарная характеристика модернизированного компрессора, полученные при приёмо – сдаточных испытаниях и приведённые к начальным условиям по ТЗ. По осям графиков отложены относительные значения газодинамических параметров компрессора (по оси абсцисс – производительность  $\bar{Q}$ , по оси ординат – отношение давлений  $\bar{\varepsilon}$  и политропный КПД  $\bar{\eta}$ , конечное давление  $\bar{P}_k$  и потребляемая компрессором мощность  $\bar{N}$ ), то есть отношения параметров модернизированной секции (модернизированного компрессора) к параметрам штатной секции (штатного компрессора) на номинальном режиме, полученного при эксплуатационных испытаниях компрессора до модернизации.

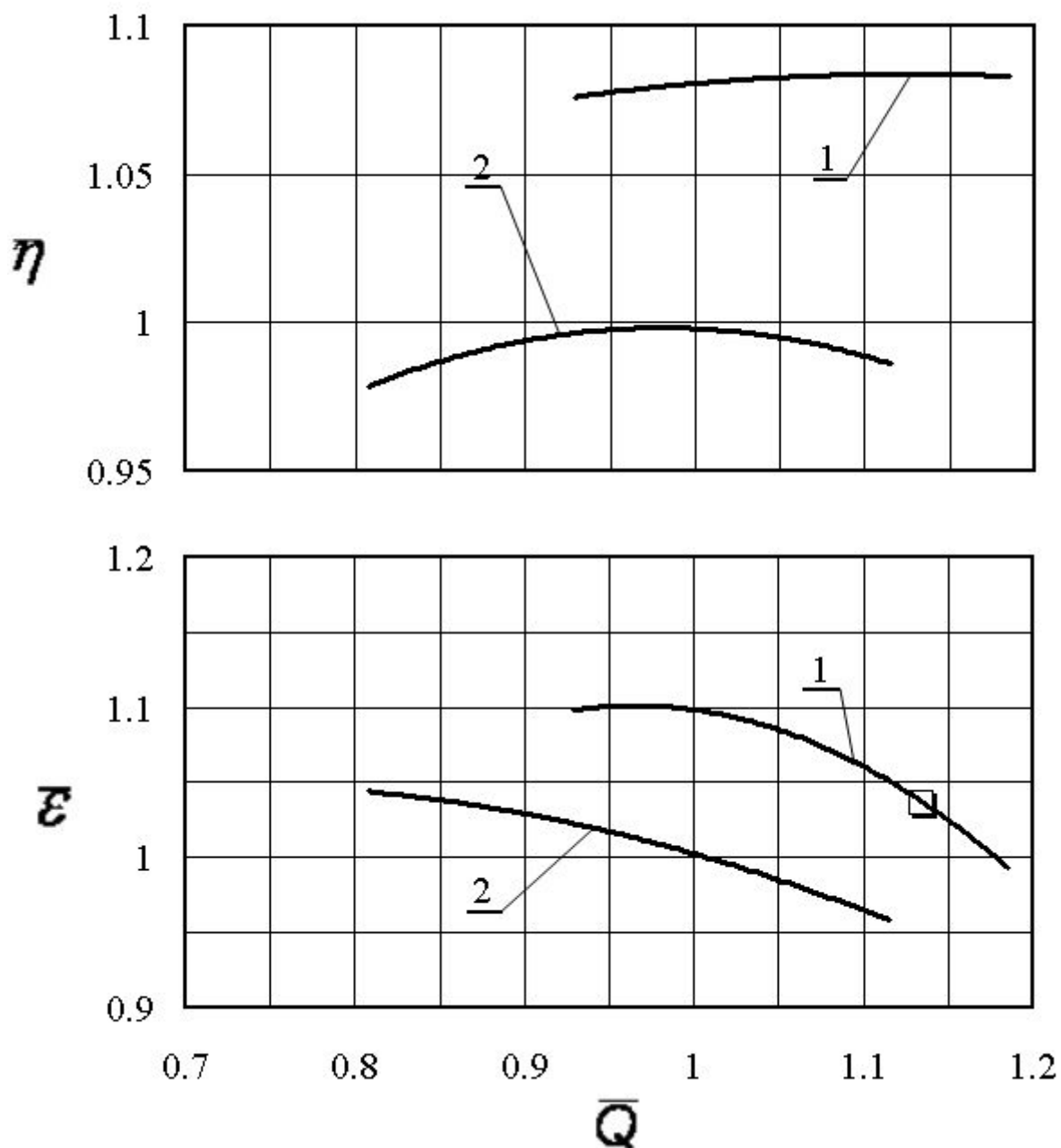


**Рис.1. Газодинамические характеристики I секции компрессора поз.101J.**

**Начальные условия:  $t_{вс} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $R = 288\text{ Дж/кгК}$ .**

**1 – Характеристика секции модернизированного компрессора на рабочей частоте  $n = 4900\text{ об/мин}$ .**

**2 – Характеристика секции штатного компрессора на рабочей частоте  $n = 5050\text{ об/мин}$ .**

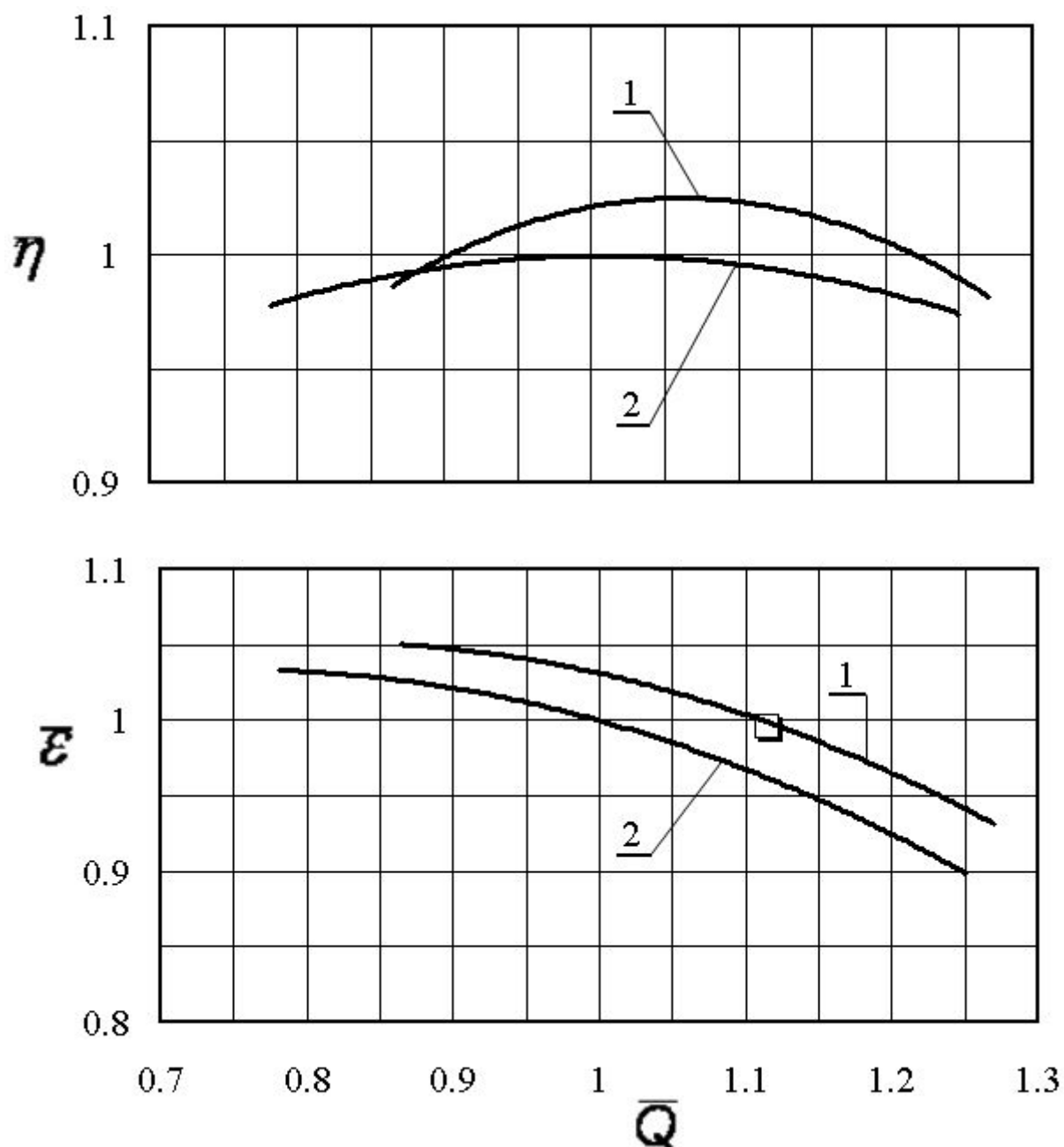


**Рис.2. Газодинамические характеристики II секции компрессора поз.101J.**

**Начальные условия:  $t_{вс} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $R = 288 \text{ Дж/кгК}$ .**

**1 – Характеристика секции модернизированного компрессора на рабочей частоте  $n = 4900 \text{ об/мин}$ .**

**2 – Характеристика секции штатного компрессора на рабочей частоте  $n = 5050 \text{ об/мин}$ .**

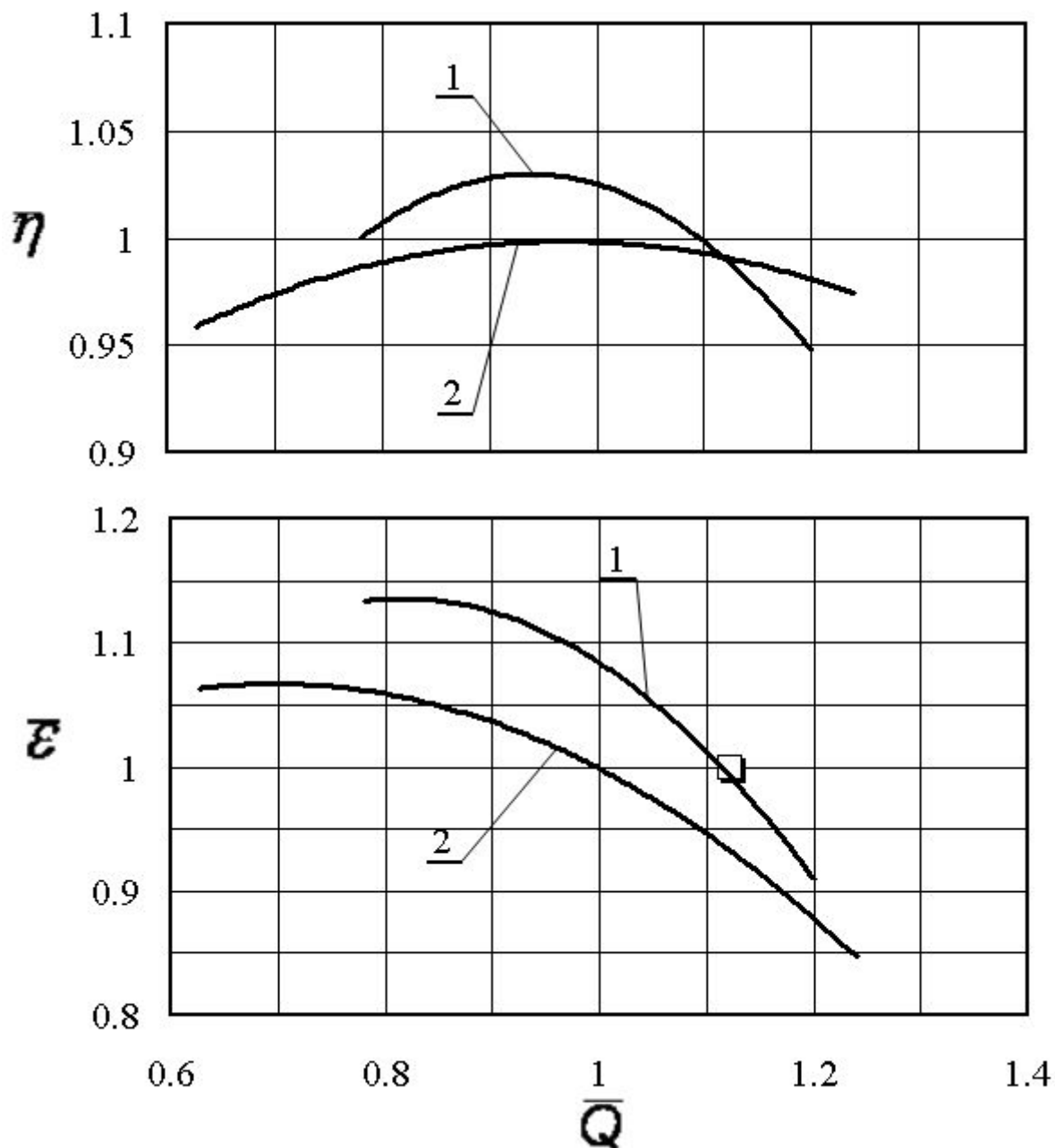


**Рис.3.** Газодинамические характеристики III секции компрессора поз.101J.

Начальные условия:  $t_{вс} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $R = 288 \text{ Дж/кгК}$ .

**1** – Характеристика секции модернизированного компрессора на рабочей частоте  $n = 10120$  (4900) об/мин.

**2** – Характеристика секции штатного компрессора на рабочей частоте  $n = 10290$  (5050) об/мин.

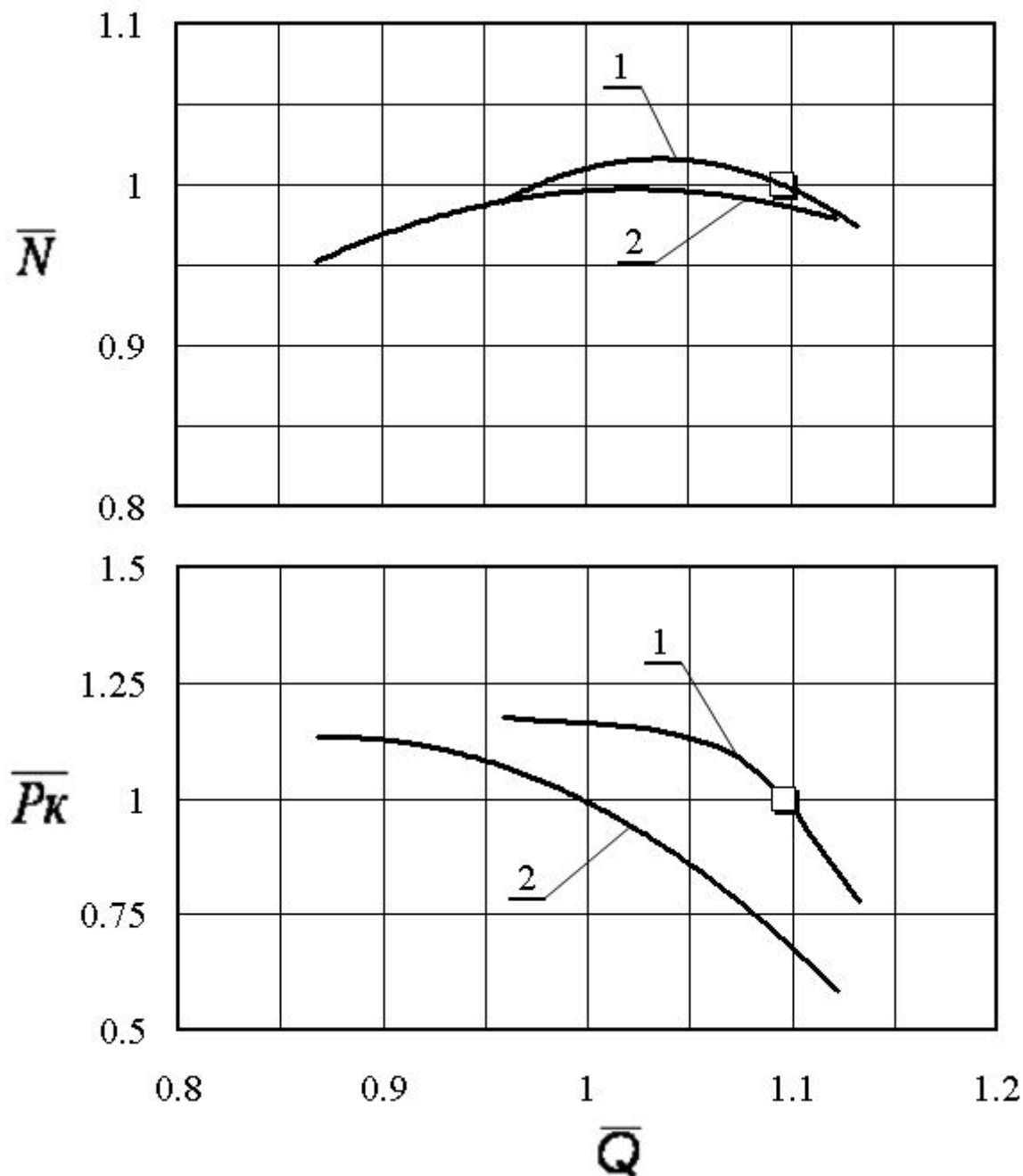


**Рис.4. Газодинамические характеристики IV секции компрессора поз.101J.**

**Начальные условия:  $t_{вс} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $R = 288 \text{ Дж/кгК}$ .**

**1 – Характеристика секции модернизированного компрессора на рабочей частоте  $n = 10120 \text{ (4900) об/мин}$ .**

**2 – Характеристика секции штатного компрессора на рабочей частоте  $n = 10290 \text{ (5050) об/мин}$ .**



**Рис.5. Газодинамические характеристики компрессора поз.101J.**  
**Начальные условия:  $t_{вс} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $P_{вс} = 0,97 \text{ ата}$ ,  $R = 288 \text{ Дж/кгК}$ .**  
**1 – Характеристика модернизированного компрессора на рабочей частоте  $n = 4900 / 10120 \text{ об/мин}$ .**  
**2 – Характеристика секции штатного компрессора на рабочей частоте  $n = 5050 / 10290 \text{ об/мин}$ .**



Из характеристик секций видно, что модернизированные секции ЦНД имеют повышенные производительности и напоры по сравнению со штатными секциями. Причем более высокие значения политропного КПД снижают мощность, затрачиваемую на увеличенную производительность и отношение давлений.

В ЦВД наблюдается похожая картина, однако, в виду менее существенных, но достаточно эффективных мер по реконструкции диффузоров проточной части данного цилиндра, КПД и производительность в его секциях повысились меньше, чем в модернизированном ЦНД.

## 2. Повышение эффективности промежуточного охлаждения

В рамках рассмотренной модернизации воздушного компрессора было уделено особое внимание вопросу эффективности промежуточного охлаждения сжимаемого воздуха. В целях экономии энергоресурсов службой эксплуатации предприятия был установлен дополнительный пучок аппарата воздушного охлаждения (АВО) после I секции компрессора. Это привело к снижению потерь давления в АВО и, как следствие, снижению потребляемой компрессором мощности. Теплогазодинамические характеристики АВО в штатном исполнении и с установкой дополнительного пучка труб представлены на рис.6.

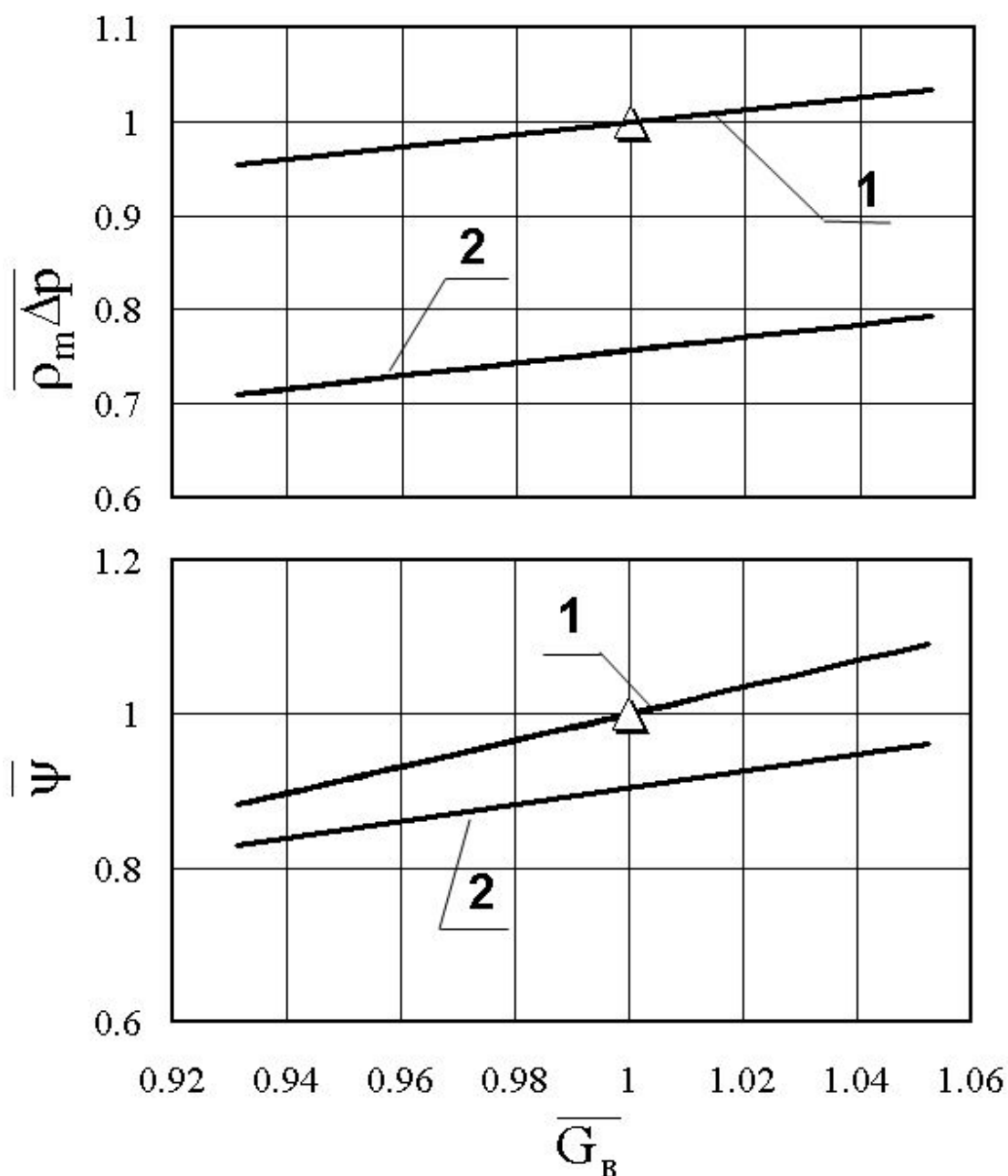


Рис.6. Характеристики АВО после I секции компрессора:  
1 – до модернизации; 2 – после модернизации.

На рис.6 приняты следующие обозначения: относительный массовый расход

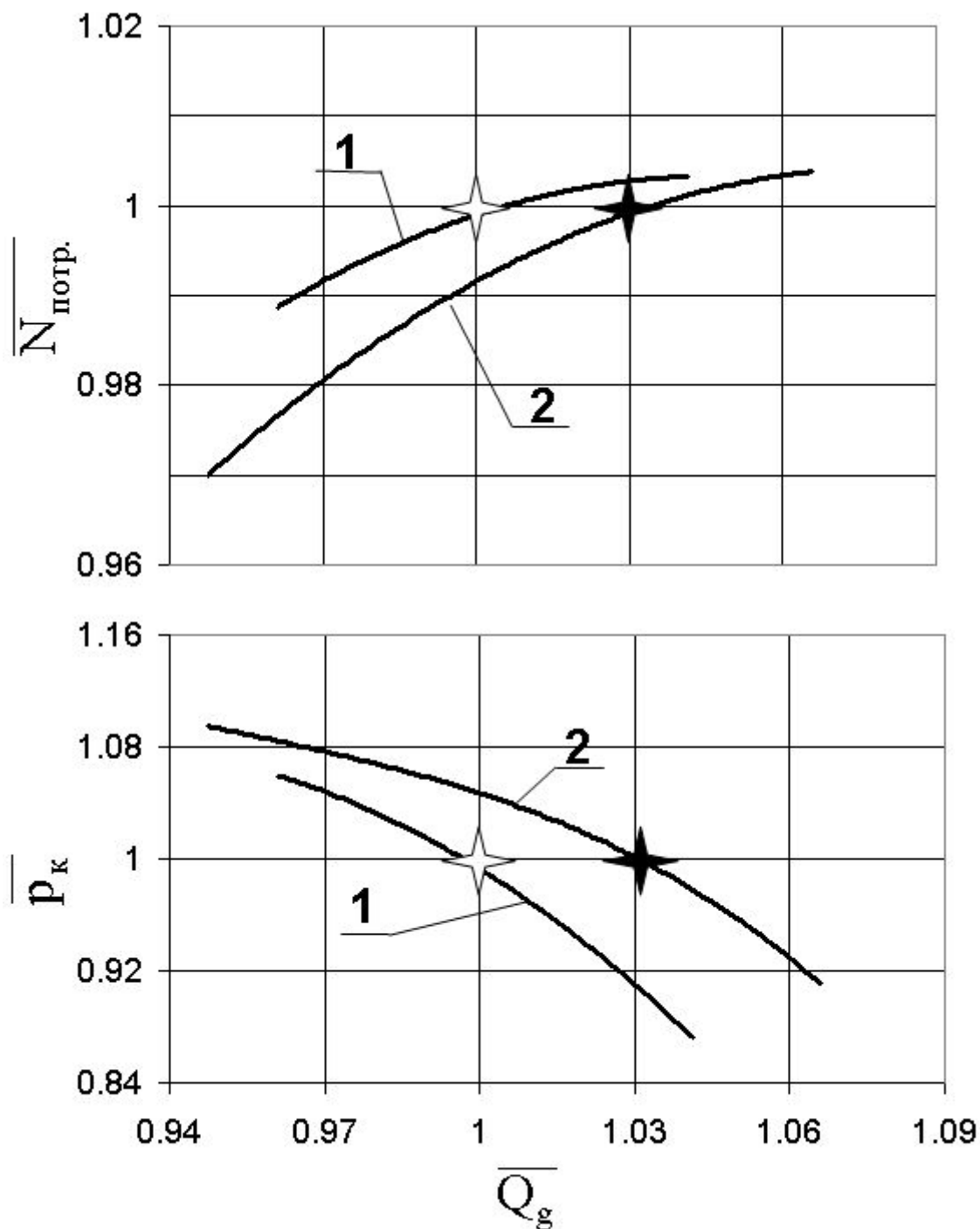
$$\overline{G}_B = \frac{G}{G_{\text{ном}}}; \text{ относительный коэффициент недоохлаждения } \overline{\psi} = \frac{\psi}{\psi_{\text{ном}}};$$

относительный комплекс  $\overline{\rho_m \Delta p} = \frac{(\rho_m \Delta p)}{(\rho_m \Delta p)_{\text{ном}}}$ , где все параметры отнесены к

соответствующим величинам на номинальном режиме работы машины и отмечены чертой сверху (в дальнейшем все обозначения приняты аналогично указанным). На графике номинальный режим отмечен значком  $\Delta$  и соответствует рабочему режиму компрессора до установки дополнительной секции АВО.

Действительно, используя уравнение массового расхода  $G = \rho FC$  и уравнение потерь давления через охладитель  $\Delta p_1 \sim C^2$ , можно утверждать, что увеличение площади поверхности АВО  $F$  приводит к снижению скорости воздуха и, следовательно, падению сопротивления  $\Delta P_1$ . Для того чтобы судить о влиянии промежуточного охлаждения воздуха на работу многоступенчатого центробежного компрессора необходимо провести ряд расчетов суммарной газодинамической характеристики (ГДХ) компрессора с различными значениями потерь давления в АВО за I секцией компрессора. Если для АВО в штатном исполнении принять  $\Delta P_1$  за единицу, то расчетный ряд значений  $\overline{\Delta P_1}$  составит: 0,76; 0,64; 0,55; 0,36. Для расчета суммарных ГДХ использовались посекционные характеристики машины при соблюдении заданных начальных условий.

Расчет проводился на ЭВМ по специально составленной программе (алгоритм построен на основе работы [2]), причем начальные условия для каждой секции принимались не зависящими от массового расхода и равными  $T_n$  и  $P_n$  в номинальном режиме. Результаты расчета для варианта  $\overline{\Delta P_1} = 0,55$  представлены на рис.7.

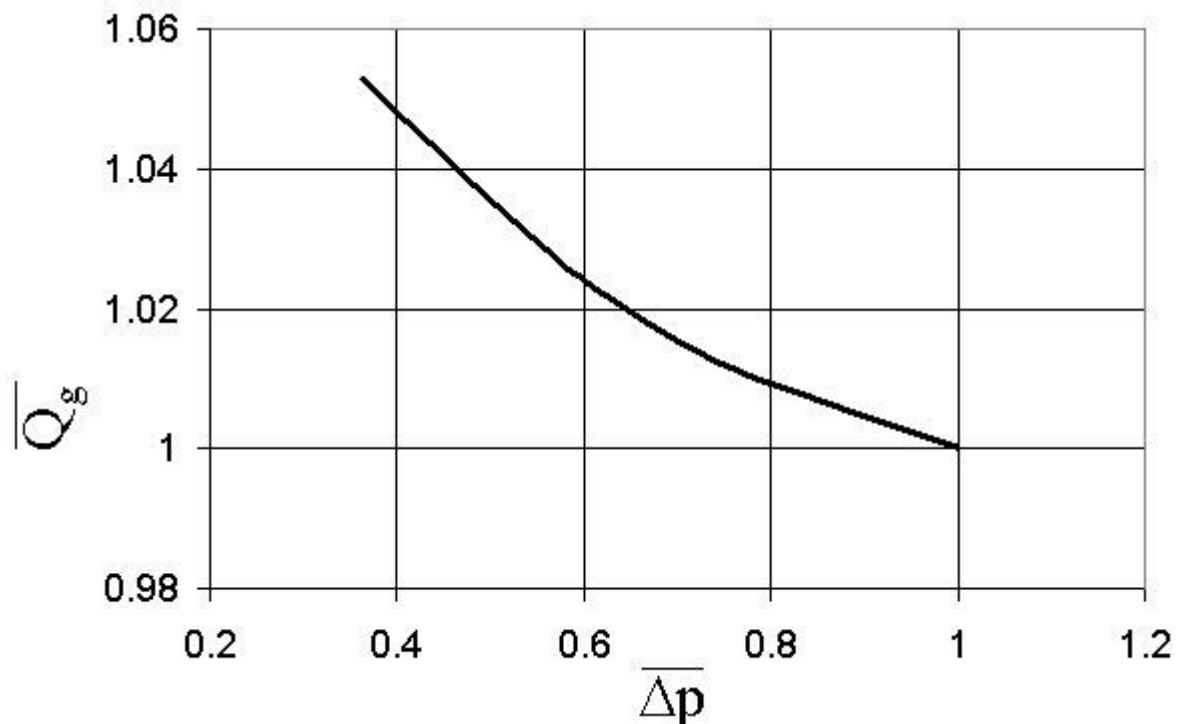


**Рис.7. Суммарные ГДХ компрессора:  
1 – до модернизации; 2 – после модернизации.**

На рис.7 приведены зависимости относительного конечного давления  $\overline{p}_k$  и относительной потребляемой мощности  $\overline{N}_{\text{потр.}}$  от относительной производительности  $\overline{Q}_g$ , а  $\star$  и  $\blackstar$  отмечены рабочие режимы до и после установки дополнительной секции АВО. Снижение  $\Delta P_1$  позволило перевести работу компрессора в зону меньших объемных расходов и, следовательно, более высоких перепадов температур. Заданный уровень потребляемой мощности предопределил серию итерационных расчетов для нахождения требуемой частоты вращения ротора. Таким образом, рис.7 иллюстрирует корректное

смещение рабочей точки относительно номинальной при сохранении заданных конечного давления и потребляемой мощности. В данном случае прирост производительности составит 3%.

Для выявления зависимости выхода конечного продукта от значения потерь давления в I АВО были проведены аналогичные расчеты для значений  $\overline{\Delta p_1} = 0,76; 0,64; 0,36$  (рис.8).



**Рис.8. Влияние сопротивления АВО на производительность компрессора при  $N_{\text{потр.}} = \text{CONST}$ .**

Рис.8 обнаруживает экспоненциальную зависимость между производительностью  $\overline{Q_g}$  и величиной потерь  $\overline{\Delta p_1}$ . Использование этой зависимости при модернизации или ремонте агрегата подразумевает отыскание оптимума между располагаемым приростом  $\Delta Q_g$  и затратами на установку дополнительных параллельных секций АВО.

Очевидно, что выгоднее всего снижать потери  $\Delta P$  в АВО именно за 1-й секцией компрессора, поскольку смещение исходного рабочего режима в сторону меньших объемных расходов произойдет во II, III и IV секциях. Расчеты показали, что снижение  $\Delta P$  за 2-й и 3-й секциями машины малоэффективно.

### **Использованная литература:**

1. Ден Г.Н. Проектирование проточной части центробежных компрессоров. Изд-во «Машиностроение». Ленингр. Отд., Л., 1980. 232 с.

2. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины. – Л.: Машиностроение. Ленинградское отделение, 1981.- 351 с.

3. Евдокимов В.Е. Банк экспериментальных данных по модельным ступеням и их элементам для проектирования ЦКМ. Турбины и компрессоры. Выпуск 3,4-97. С.12-20.