

# CFD проектирование центробежного многоступенчатого компрессора в СПГ цикле

**Н.Г. Хасанов, И.Ф. Хуснудинов, Р.Ф. Муртазин**

(АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», Группа ГМС, г. Казань)

**В.В. Пашинкин** (ООО «УК «Группа ГМС», г. Москва)

**А.С. Муравейко, О.В. Маракуева, Д.В. Ворошин** (ООО «Нуменка», г. Санкт-Петербург)

Описан способ сквозного 1D-3D проектирования этанового компрессора для холодильного цикла СПГ с пересчётом характеристик модельной ступени и CFD верификацией. Описаны решения по проектированию компрессора с промежуточным подмесом рабочего тела.

**Ключевые слова:** центробежный многоступенчатый компрессор, CFD, характеристика, СПГ, этан, всасывающая камера, холодильный цикл, пересчёт характеристик, эксперимент.

**CFD design of centrifugal multistage compressor in LNG cycle**

**Khasanov N., Khusnudinov I., Murtazin R.** (JSC «NIITurbocompressor named after Schnepf V.», Kazan)

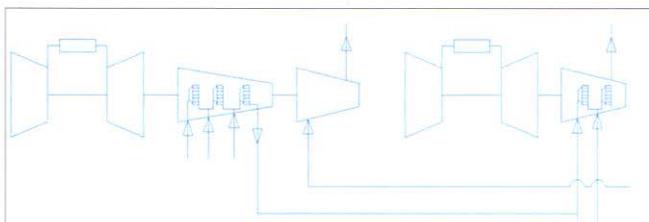
**Pashinkin D** («HMS Group» MC LLC, Moscow)

**Muraveyko A., Marakueva O., Voroshin D.** («Numeca» LLC, St. Petersburg)

End-to-end 1D-3D design of ethane compressor for LNG refrigeration cycle with recalculation of the model stage performance and CFD verification is defined. Solutions for design of compressor with interim mix of operating fluid are described.

**Keywords:** centrifugal multistage compressor CFD, performance, LNG, ethane, sideload, sidestream, Numeca, suction chamber, refrigeration cycle, recalculation of performance, experiment.

Производство сжиженного природного газа (СПГ) непрерывно увеличивается и становится важной отраслью экономики и промышленности. Компания «Новатек» применяет цикл охлаждения «Арктический каскад», оптимизированный под климатические условия крайнего севера. Одним из основных элементов данной технологии является этановый холодильный контур - пять ступеней сжатия, реализованные в двух компрессорных установках. Ступени сжатия имеют разные массовые производительности, определенные заказчиком на основе материального баланса. Принципиальная схема компрессоров этанового контура, разрабатываемого НИИтурбокомпрессор на основе многолетнего опыта проектирования, с использованием собственных ступеней сжатия, приведена на рисунке 1.



В конструкции ведущих производителей компрессорной техники реализована одновальная схема с прямым приводом и наличием промежуточного подвода рабочего газа во всасывающие камеры, что является общепринятой мировой практикой [1,2,3]. Суммарная потребляемая мощность компрессорных секций этанового контура и связанные ограничения по применению привода, потребовали реализации сжатия этана в двух корпусах по схеме 3 + 2 ступени сжатия, принят подвод этана перед 2 и 3 ступенью сжатия для трехсекционного компрессора и перед 2 ступенью для двухсекционного. Эскиз меридиональной формы проточной части компрессора с промежуточным подмесом рабочего тела представлен на рисунке 2.



Научная новизна работы по проектированию этанового компрессора была вызвана следующим рядом, требующих решения, проблем:

- низкие температуры цикла снижают местную скорость звука этана, провоцируя лопаточную решётку рабочего колеса (РК) на «запирание»;

- одна из секций компрессора связана жёстко кинематически с другой машиной, что ограничивает диапазон возможных оборотов;

- трёхмерный характер потока перед РК и отсутствие физического эксперимента на моделях приводят к необходимости решения задачи вычислительной газодинамики (CFD RANS). CFD решение усугублено высокими давлениями и низкими температурами с низкой кинематической вязкостью – тонкими пограничными слоями. Модель включает неосесимметричные и непериодические элементы – всасывающие и нагнетательные камеры. Близкое расположение лопаточных венцов может привести к их нестационарному взаимодействию. Это требует повышенного качества и объёма расчётной сетки;

- давление и температура этана на линии насыщения в подмесье однозначно связаны и зависят от работы предыдущей ступени, в то время как CFD модель требует жёстко заданных граничных условий;

- в диапазоне работы цикла этан проявляет себя как неидеальный газ.

Из-за высокой доли новизны в конструкции компрессора привлечены специалисты ООО «Нумека», для проверки выбранных конструктивных решений, по обеспечению выполнения технических требований заказчика.

Этапы проектирования проточной части этанового компрессора:

### **1. Одномерный анализ на основе модельных ступеней**

В НИИтурбокомпрессор принят метод проектирования натурного компрессора путём пересчёта безразмерных характеристик модельных ступеней на требуемые условия эксплуатации, с учетом реальности газа и перетечек по уплотнениям. Наиболее приемлемой ступенью для данного компрессора оказалась базовая ступень с осеворадиальным РК и выходным углом лопатки  $50^\circ$ , примененная в каждой из пяти секций натурного компрессора, однако, данная ступень ранее применялась только в концевом исполнении с нагнетательной камерой и осевым всасыванием. CFD методом в ПК «Numeca Fine/Turbo» изучено влияние радиальной всасывающей камеры и нового, разработанного и оптимизированного, обратно направляющего аппарата на характеристики модельной ступени (рис. 3).

Кривые а), б), в) рис. 3. подтверждают адекватность CFD модели и эквивалентность промежуточ-

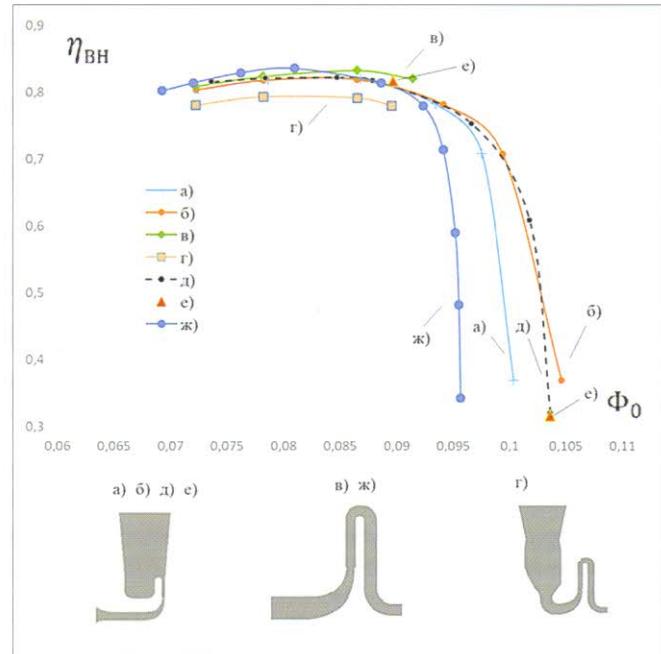


Рис. 3. Зависимость внутреннего КПД от условного коэффициента расхода исполнений модельной ступени:

- а) эксперимент в концевом исполнении;
- б) CFD в концевом исполнении;
- в) CFD в промежуточном исполнении;
- г) CFD в промежуточном исполнении + радиальная всасывающая камера;
- д) CFD в концевом исполнении по результатам ООО «Нумека» [4];
- е) CFD в концевом исполнении в условно-нестационарной постановке [4];
- ж) подрезанное по диаметру колесо [4]

ной и концевой характеристик. Коэффициент потерь давления всасывающих камер составил 0,25-0,4, на основании которого были заложены коэффициенты коррекции характеристик в одномерном анализе.

Одномерное проектирование натурного компрессора осуществлено в программном комплексе «МЦК Real» [5, стр. 171], выбирающим геометрию ступени и формирующими её меридиональную подрезку для обеспечения требуемого напора и расхода, на основе банка экспериментальных данных. Программа была модифицирована для учёта скоростей потока в незавершённом процессе сжатия в промежуточной ступени. Проточная часть рассчитывалась без учёта расхода и сопротивления подмеса как простая одноваловая машина. Далее, на основе известных из CFD расчёта коэффициентов потерь подводящих камер, осуществлялся переход от входа в колесо к входному сечению камеры - оценивалось давление входа в подмес, и, если оно не соответствует требованиям технического задания (ТЗ), корректировалась проточная часть компрессора.



## 2. Расчёт первого корпуса средствами вычислительной газодинамики

Результаты проработки первого корпуса компрессора в одномерной постановке переданы как исходные данные ООО «Нумека» для CFD анализа в ПК Numeca Fine/Turbo, далее описывается оригинальное исследование специалистов данной организации.

Верификация CFD задачи проведена на модельной ступени (кривая д, рис. 3), в том числе, в нестационарной постановке NLH методом (точки е, рис. 3). Изучена сеточная сходимость, влияние модели турбулентности.

Чрезвычайно сложная дискретизация расчётной области натурного компрессора проведена блочно-структурированной сеткой под «низкорейнольдсовой» модель турбулентности SST, с описанием полной геометрии непериодичных элементов (рис. 4).



Рис. 4. Распределение параметра  $y^+$  по твёрдым поверхностям компрессора [4]

Соблюдены требования по скошенности, скорости роста, удлинению сторон ячеек. Передача поля потока от ротора к статору осуществлена с помощью интерфейса «поверхности смешения». Узел подмешивания перед входом в колесо (рис. 2), описан скриптовым шаблоном для байпаса двухконтурного газотурбинного двигателя в сеточном генераторе «Autogrid».

Рабочим телом принят конденсирующийся этан, описанный на основе уравнения состояния реального газа табличной функцией в генераторе ТФС «TabGen».

Затруднительна постановка граничных условий (ГУ) CFD модели, подобных машин. Численно устойчивое ГУ на входе в расчётную область – пара заторможенное давление  $P^*$  и температура  $T^*$ , либо пара

массовый расход  $G$  и статическая температура  $T$ . Для насыщенного этана на входе в камеру смешения  $P$  и  $T$  однозначно связаны. Для правильно спроектированной в одномерном анализе машины, обе постановки должны показывать одинаковые интегральные калорические и термические параметры в CFD расчёте. Неверный выбор геометрии ступени перед промподмесом, или оценка его сопротивления для ГУ  $P^* / T^*$  приведёт к сдвигу расходов и рассогласованию ступеней, для ГУ  $G / T$  к изменению давления на входе в подмес. Характеристика подобного компрессора является четырёхмерной, её анализ требует расчёта всех комбинаций расходов или давлений в «дереве» выход из улитки / вход в подмес второй ступени / вход в подмес первой ступени, что невозможно, ввиду существенных вычислительных затрат. Изучены характеристики при обоих типах ГУ, однако, дальнейший анализ приведён для ГУ  $G / T$  на подмесах.

Разделение потерь всасывающих камер показало их несущественную величину в подводящих патрубках и полуулитках, которые были исключены при численном эксперименте, что существенно сократило размер модели без потери точности оценки интегральных параметров.

Решены такие проблемы как нефизичная конденсация этана на сеточных дефектах, плохая сходимость по невязкам уравнений из-за нестационарных эффектов. Трёхмерная картина течения на номинальном режиме, определённом в ТЗ, приведена на рис. 5.



Рис. 5. Осреднённое по окружности поле чисел Маха и струйки тока в исходной геометрии первой секции компрессора [4]

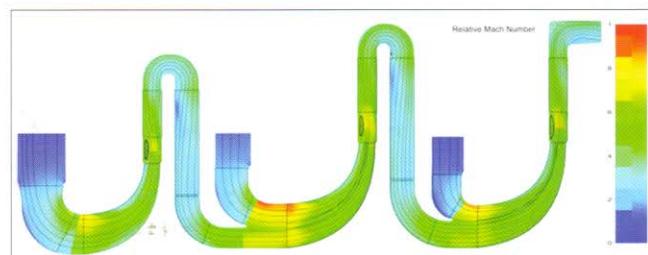
Обширные вихревые структуры в безлопаточном участке диффузора формально недопустимы, однако, экспериментальное исследование модельной ступени показало максимум КПД именно на данной ширине канала диффузора, негативное влияние повышенной скорости при сужении существеннее.

Компрессор в G / T постановке ГУ на подмесах показал занижение расходов ступеней и недобор давлений в подмесах (табл. 1), что, в первую очередь, обусловлено запиранием, изначально перегруженной (условное число Маха  $M_u = u_2 / \sqrt{kRT_1} = 1,18$ ) второй ступени.

Запирание обусловлено подрезкой по наружному диаметру РК ступеней натурного компрессора, которые, в отличие от модельной ступени на специфических режимах, вынуждены работать при пониженных напорах и высоких расходах. Для достижения требуемого  $M_u$  при пониженном диаметре требуются более высокие обороты, и, неизбежно, более высокие скорости периферии входа в колесо. Характеристика подрезанного колеса более короткая (рисунок 3, ж). Возможность предотвращения запирания расширением входа рабочих колес подтверждена численно на модельной ступени, повышенная диффузорность канала РК не оказала влияния на изменение диапазона газодинамической устойчивости. Проточная часть натурного компрессора модифицирована расширением входа во вторую ступень на 8% и на 5% в третью ступень по площади, результаты расчёта (рис. 6, табл. 2), подтвердили требования ТЗ с небольшой просадкой по давлению на входе в промежуточные подмесы.

Давление в промежуточном подмесье возможно поднять, смещением характеристики в сторону меньших расходов.

Изучены пограничные режимы работы – «летний» в помпаже и «зимний» - на режиме максимального расхода. Зимний режим обеспечил ТЗ с небольшой просадкой по давлению промежуточных подмесов. Летний



Интегральные параметры по CFD расчёту первой секции компрессора [4]

	Р всас, КПа		Р нагн., КПа	Мощность, КВт			Расход, Кг/с		
Ступень	2	3	3	1	2	3	1	2	3
ТЗ	211	454	922	1275	4217	7853	27,5	72,3	132,4
Расчёт	194	410	912	1200	4076	7596	26,5	71,3	131,4

Интегральные параметры по CFD расчёту первой секции компрессора в модифицированном варианте [4]

	Р всас, КПа		Р нагн., КПа	Мощность, КВт			Расход, Кг/с		
Ступень	2	3	3	1	2	3	1	2	3
ТЗ	211	454	922	1275	4217	7853	27,5	72,3	132,4
Расчёт	189	411	960	1280	4303	8000	29	73,7	133,9

режим в рамках CFD расчёта достичь не удалось, ввиду численной нестабильности решения. Под вопросом физическое существование точки характеристики, однако, компенсация недобора по выходному давлению возможна увеличением частоты вращения ротора.

Второй корпус рассчитан усилиями НИИтурбокомпрессор. Опыт проектирования первого корпуса позволил изначально правильно выбрать ширину проточной части ступеней, сопротивление и геометрию промежуточного подмеса. Полученные расчётные точки в обезразмеренном виде хорошо согласуются с результатами испытаний модельной ступени.

### Выводы

Проведенный проектировочный расчет компрессора с привлечением ПО «Numeca Fine/Turbo», позволил расширить область применения существующих ступеней за счёт проведения численных экспериментов и оптимизации отдельных элементов поточной части. ПО «Numeca Fine/Turbo» показало свою эффективность как инструмент анализа газодинамического совершенства компрессоров со сложной схемой и термодинамическими свойствами газа.

### Список литературы

1. Sorokes J. Sidestream optimization through the use of computational fluid dynamics and model testing, sympos. Proceed. Texas: A&M, 2000. - p. 21-30.
2. Meher-Homji C. Gas turbines and turbocompressors for NLG service, Proceed. Of the 36th Turbomachinery sympos. 2007. - p. 115-148.
3. Blahovec F.B. Guidelines for specifying and evaluating new and rerated multistage centrifugal compressors, Proceed. Of the 27th Turbomachinery sympos. 1998. - p. 215-232.
4. Технический отчёт № NURU-06.07.2020. Численный анализ течения в трёхступенчатом этановом ЦК с промежуточным подводом рабочего тела. Исполнитель ООО «НУМЕКА».
5. Хисамеев И.Г. Проектирование и эксплуатация промышленных центробежных компрессоров. – Казань, 2010. - 671 с.

Таблица 1

