

Промежуточный отчет о проделанной работе с использованием программного комплекса FlowVision

Исполнитель: Сидоров Павел Михайлович, студент КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана

Постановка задачи

Целью работы является получение с помощью FlowVision виртуальной ветки характеристики существующей ступени центробежного компрессора (зависимости степени повышения давления в ступени π_k^* от массового расхода воздуха, приведенного к нормальным атмосферным условиям G_{np} , при заданной частоте вращения ротора n) и сравнение результатов расчёта с характеристикой, полученной в ходе натурного эксперимента.

Для расчёта была выбрана частота вращения ротора $n=37280$ об/мин ($3903,952470861$ рад/с) и массовый расход воздуха $G_{np}=1,5$ кг/с (рис. 1).

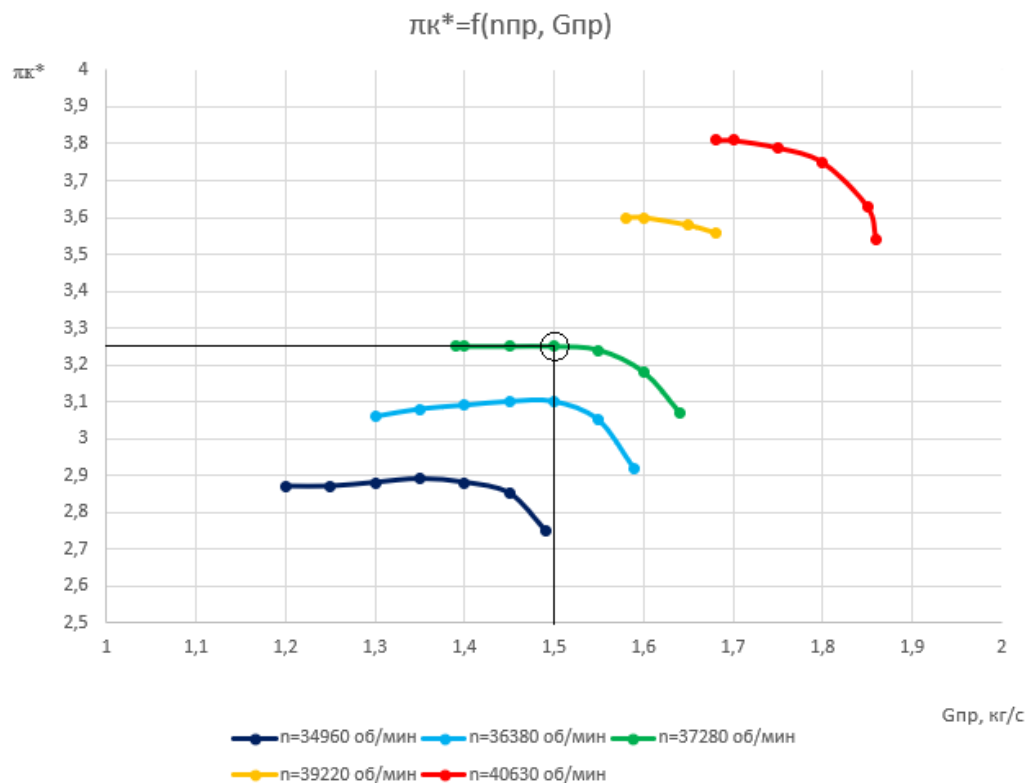


Рис. 1 – Характеристика существующей ступени центробежного компрессора, полученная в ходе натурного эксперимента

Подготовка геометрии

3D-модели элементов проточной части ступени компрессора были созданы в программе автоматизированного проектирования (CAD) вне программного комплекса FlowVision (рис. 2). Диаметр рабочего колеса 0,21 м.



Рис. 2 – 3D-модель элементов проточной части ступени компрессора
(входное устройство и корпус не показаны)

Далее, методом вычитания 3D-модели ступени компрессора из замкнутого объёма, была создана геометрия расчетной области, которая была разбита на 4 подобласти: входное устройство, рабочее колесо, радиальный диффузор, осевой диффузор. Так как течение в ступени компрессора осесимметричное, для ускорения расчёта каждая из подобластей в свою очередь была разбита на сектора: входное устройство – 22 сектора, рабочее колесо – 24 сектора, радиальный диффузор – 18 секторов, осевой диффузор – 84 сектора (рис. 3). В каждой подобласти был оставлен только один сектор, эта геометрия была импортирован во FlowVision и на её основе был создан проект.

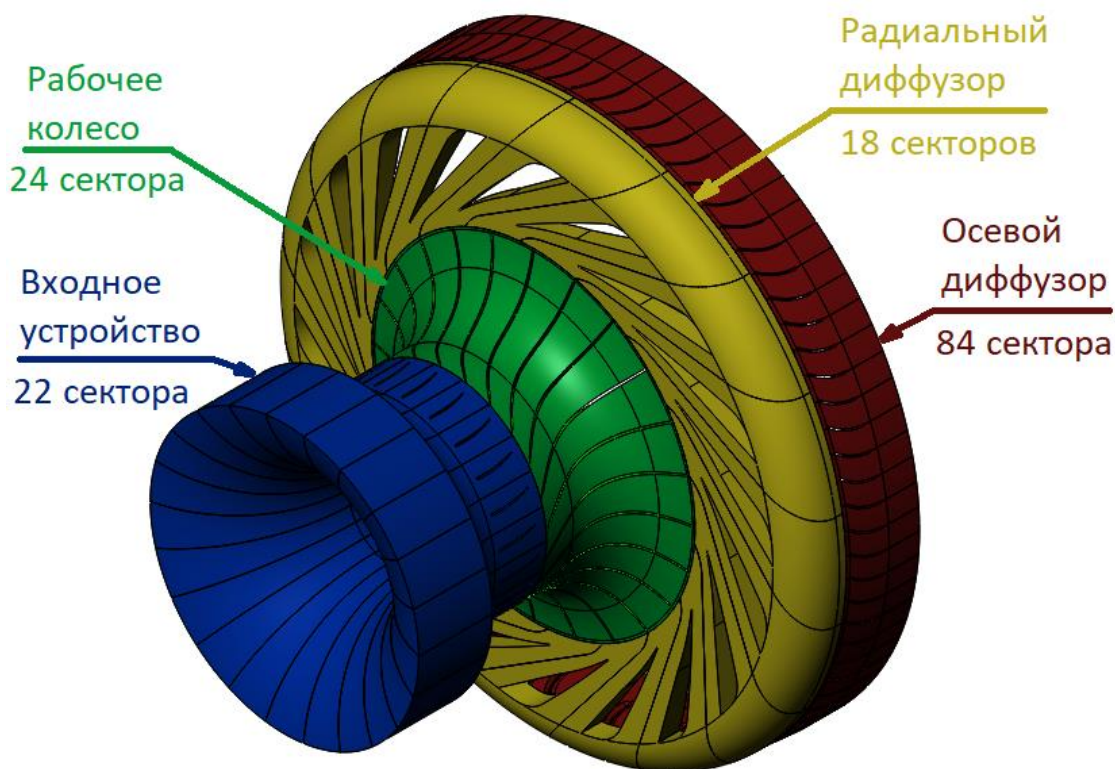


Рис. 3 – Создание геометрии расчётной области во внешней CAD-системе

Физическая модель

Вещество: воздух.

Фаза: газовая (равновесная).

Физические процессы:

Движение – модель Навье-Стокса;

Турбулентность – стандартная k-ε модель;

Теплоперенос – теплоперенос через H (для сжимаемых сред).

Общие установки:

Опорная температура: 273 К;

Опорное давление: 101300 Па;

Направление вектора гравитации: $X=0$; $Y=-1$; $Z=0$.

Вращение: создана локальная система координат «Локальная СК #0», в ней задано вращение:

Скорость: 3903,952470861 рад/с;

Направление: $X=0$; $Y=0$; $Z=-1$.

Граничные условия

На рис. 4 показана расстановка граничных условий (ГУ).

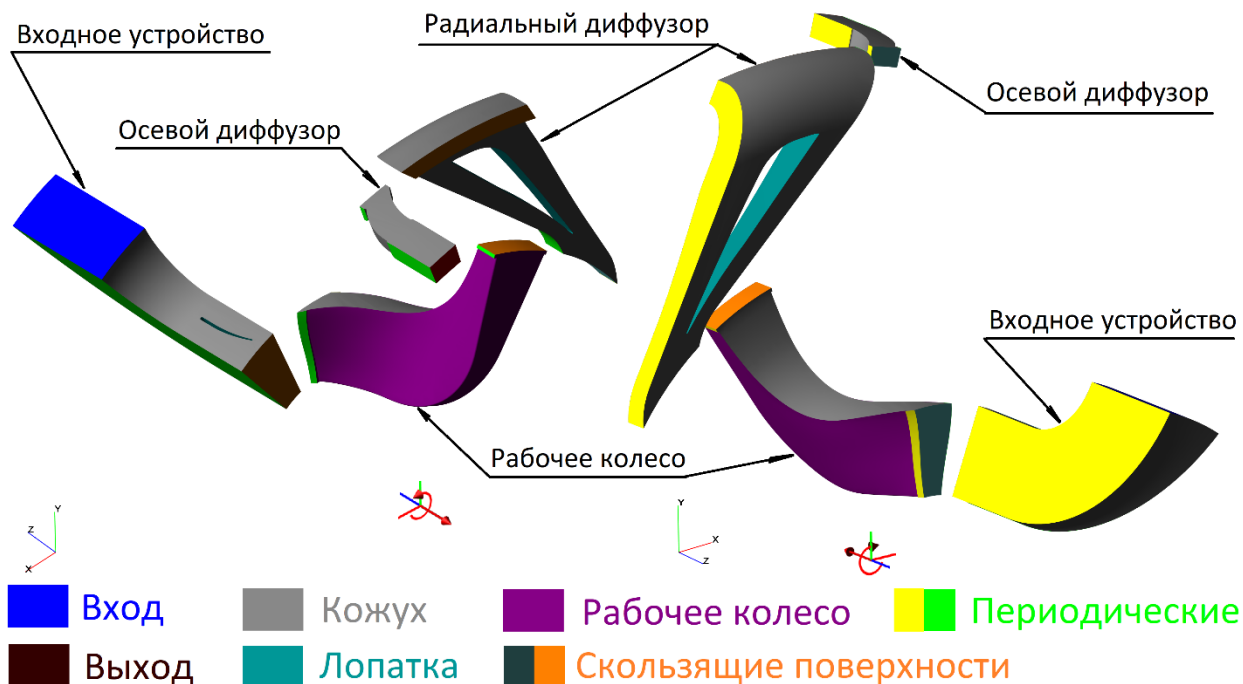


Рис. 4 – Расстановка граничных условий

На входе в расчётную область было заданно граничное условие *Вход/Выход* со следующими параметрами:

Температура: Полная температура = 15 °С (т.к. ранее была задана опорная температура 273 К);

Скорость: Полное давление = 0 Па (т.е. абсолютное полное давление на входе равно опорному 101300 Па);

ТурбЭнергия: Пульсации = 0;

ТурбДиссипация: Масштаб турбулентности = 0.

На выходе из расчётной области было заданно граничное условие *Вход/Выход* с параметрами:

Температура: Полная температура = 15 °С;

Скорость: Нормальная массовая скорость = $-149,8482242481 \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}$,

её значение было определено по формуле:

$$c_n = \frac{G}{F \cdot z} = \frac{1,5}{0,000119168198 \cdot 84} = 149,8482242481 \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}, \text{ где}$$

G , [кг/с] – массовый расход воздуха через ступень компрессора (был задан согласно выбранной точке на характеристике);

F , [м²] – площадь на выходе из одного сектора осевого диффузора (значение было взято в окне свойств граничного условия);

z – число секторов осевого диффузора

ТурбЭнергия: Пульсации = 0;

ТурбДиссипация: Масштаб турбулентности = 0.

Для неподвижных поверхностей, ограничивающих расчётную область было задано граничное условие «**Кожух**». Тип ГУ – **Стенка**, параметры:

Температура: Нулевой градиент;

Скорость: Логарифмический закон;

ТурбЭнергия: Значение в ячейке рядом со стенкой;

ТурбДиссипация: Значение в ячейке рядом со стенкой.

Для неподвижных лопаток (лопатки входного направляющего аппарата и лопатки радиального и осевого диффузоров) было задано граничное условие «**Лопатка**». Тип ГУ – **Стенка**, параметры аналогичны ГУ «Кожух».

На поверхности **рабочего колеса** так же было задано ГУ **Стенка**, с параметрами аналогичными ГУ «Кожух» и «Лопатка». Но кроме этого, было задано вращение, созданное ранее.

Для связи секторов каждой подобласти между собой были заданы **периодические** ГУ (тип – **Связанный**).

Температура: Перепад температуры;

Скорость: Перепад давления;

ТурбЭнергия: Периодический;

ТурбДиссипация: Периодический.

Подобласти соединяны друг с другом при помощи **скользящих** поверхностей (тип – **Связанный**)

Температура: Скользящий;

Скорость: Скользящий;

ТурбЭнергия: Скользящий;

ТурбДиссипация: Скользящий.

Расчётная сетка

Была создана начальная расчётная сетка (рис. 5) с параметрами:
 $nX=90$; $nY=100$; $nZ=150$.

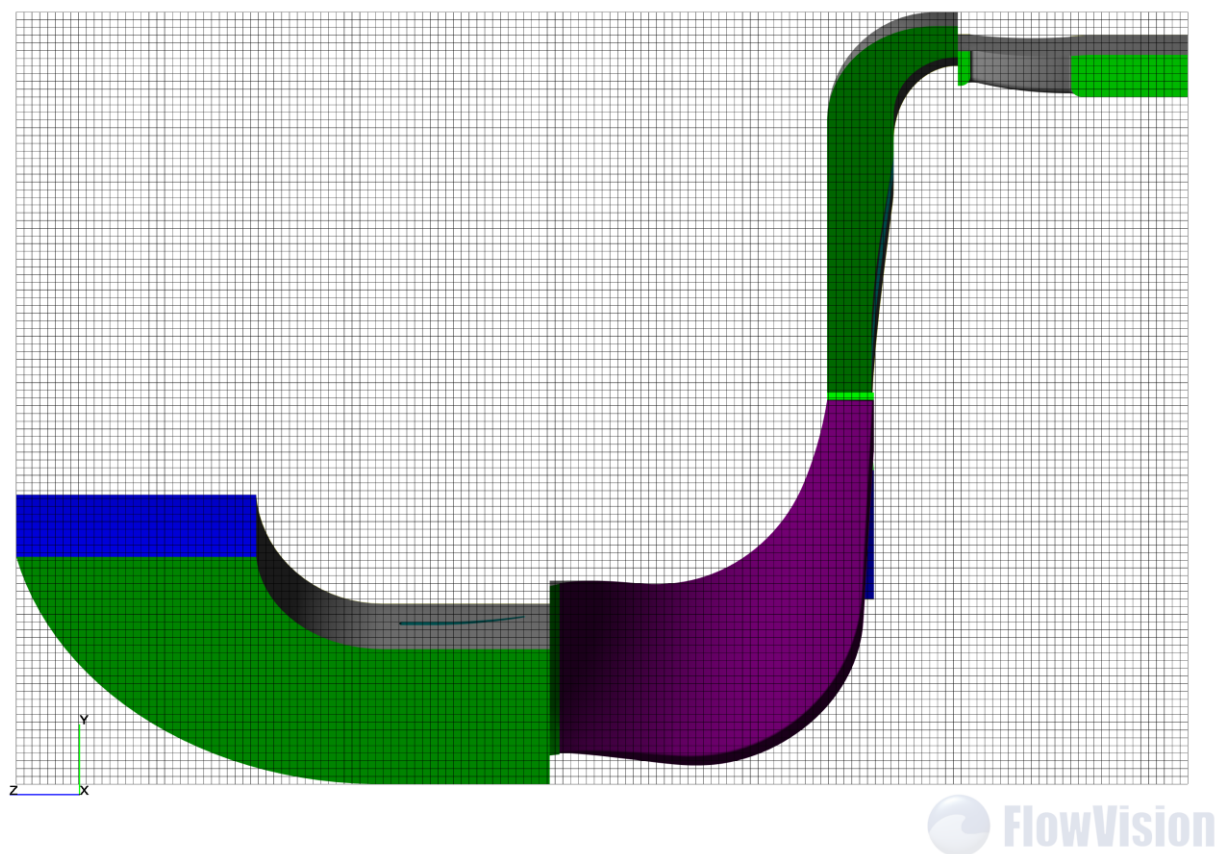


Рис. 5 – Начальная расчётная сетка

На граничных условиях «Кожух», «Лопатка» и «Рабочее колесо» задана адаптация расчётной сетки с параметрами:

Макс. уровень N: 2;

Разбить/Слить: Разбить;

Слоев уровня N: 1.

После адаптации было получено 353995 расчётных ячеек. Сечения расчётной сетки показаны на рис. 6 и 7.

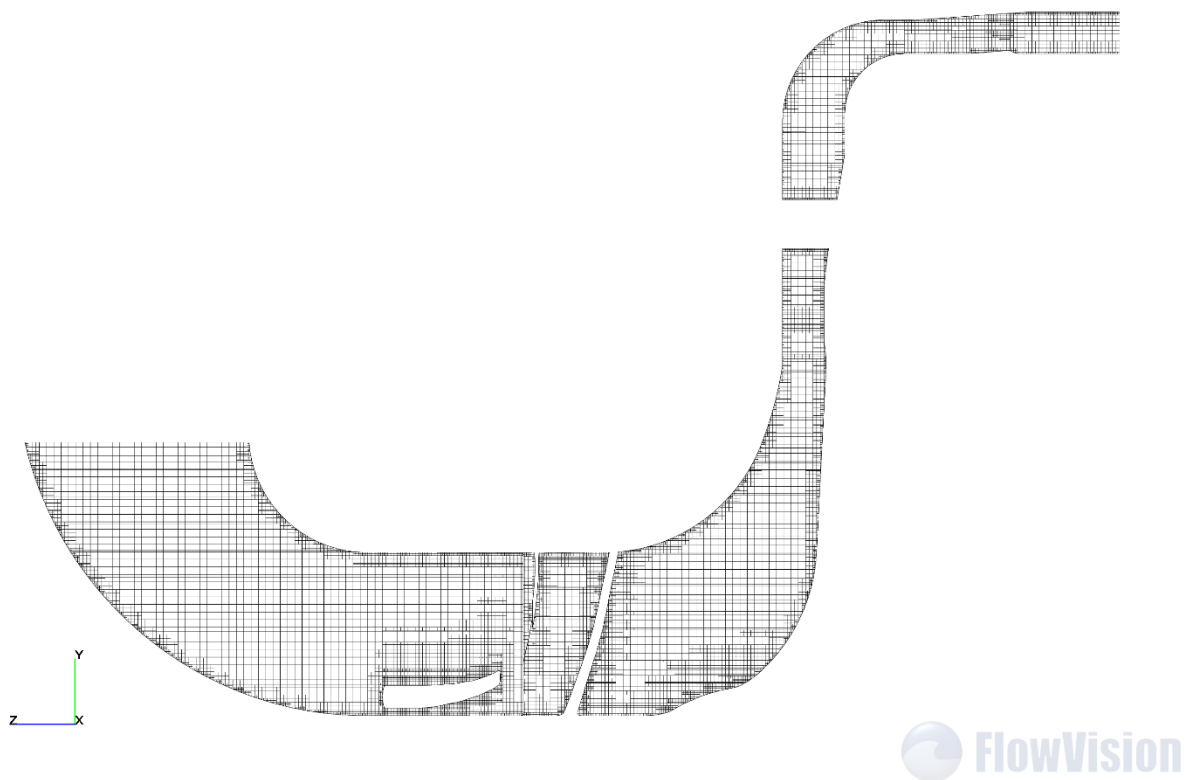


Рис. 6 – Сечение расчётной сетки плоскостью YZ

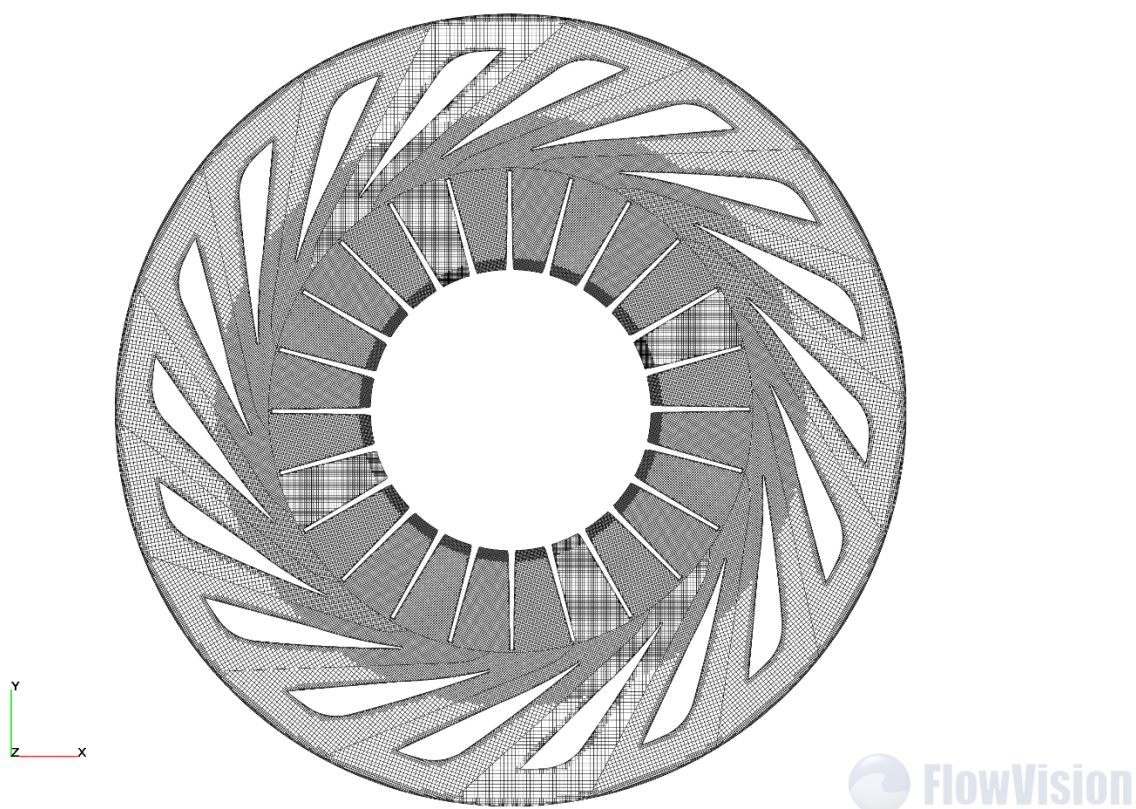


Рис. 7 – Сечение расчётной сетки плоскостью, проходящей через радиальный
диффузор

Параметры расчета

Шаг по времени: Постоянный шаг = $5 \cdot 10^{-5}$ с;

Разностная схема: 2-й порядок точности;

Тип схемы: Неявная новая;

Интегр. по времени: Метод – Стандартный; Кол-во итераций=1;

Использовать ВПА: Да;

Градиент давления: Простой;

Полное давление: Простой;

Скользящие поверхности: Метод – Замороженный ротор.

Результаты расчёта

Чтобы видеть динамику решения в процессе расчета, перед началом расчета в Препроцессоре на ГУ «Вход» и «Выход» были созданы Супергруппы. Затем на этих супергруппах были созданы Характеристики: «Массовый расход (вход)», «Массовый расход (выход)», «Полное давление на выходе», «Полная температура на выходе». Изменение значений невязок и пользовательских величин в процессе расчёта показано на рис. 8-11.

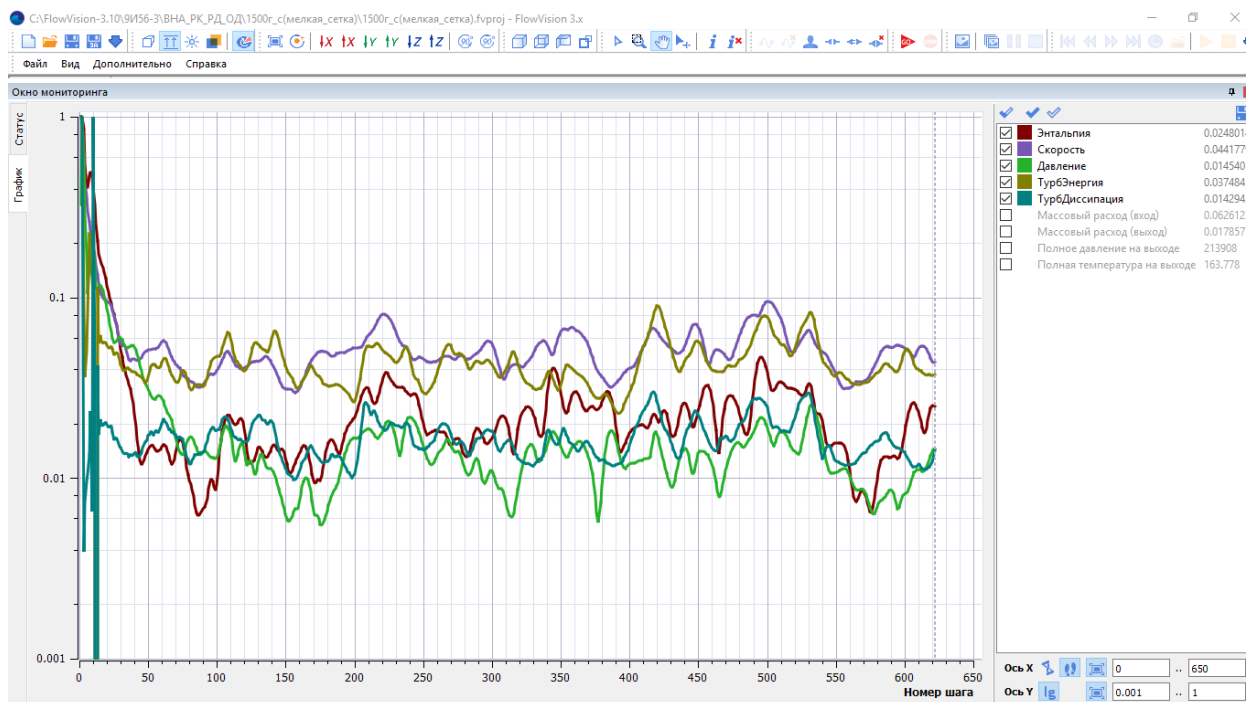


Рис. 8 – Изменение значений невязок в процессе расчёта

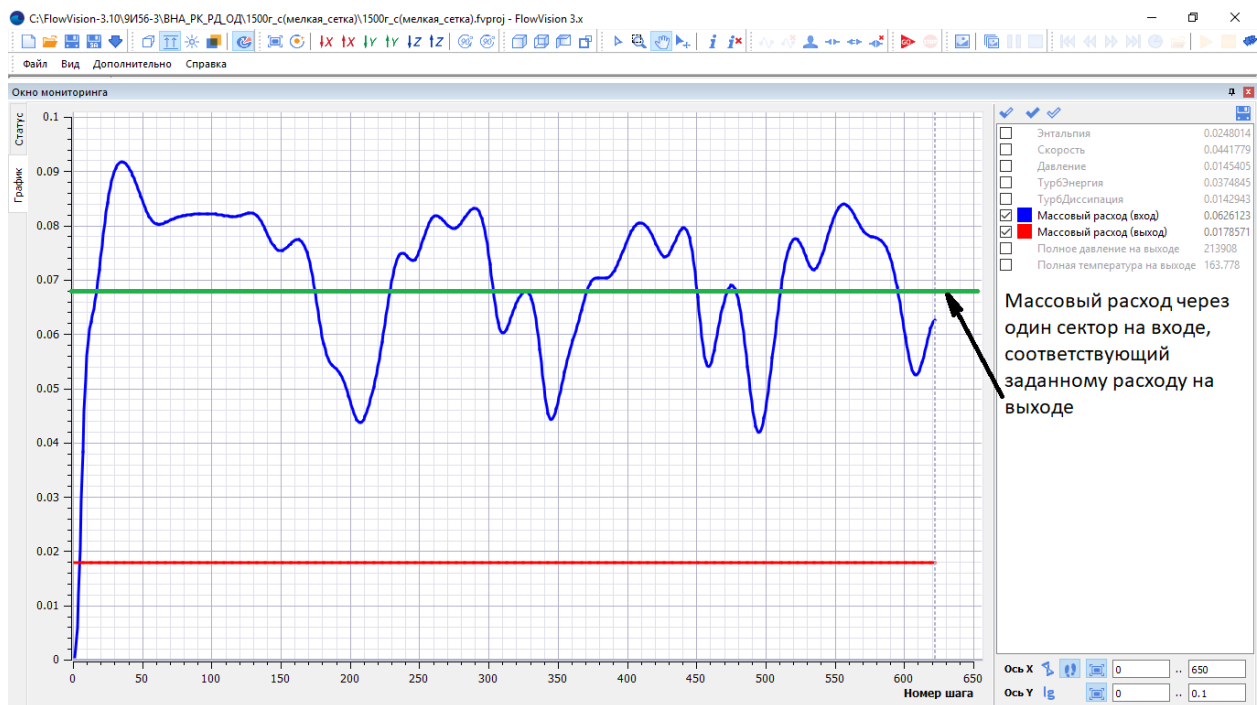


Рис. 9 – Изменение значения массового расхода воздуха на входе в процессе расчёта

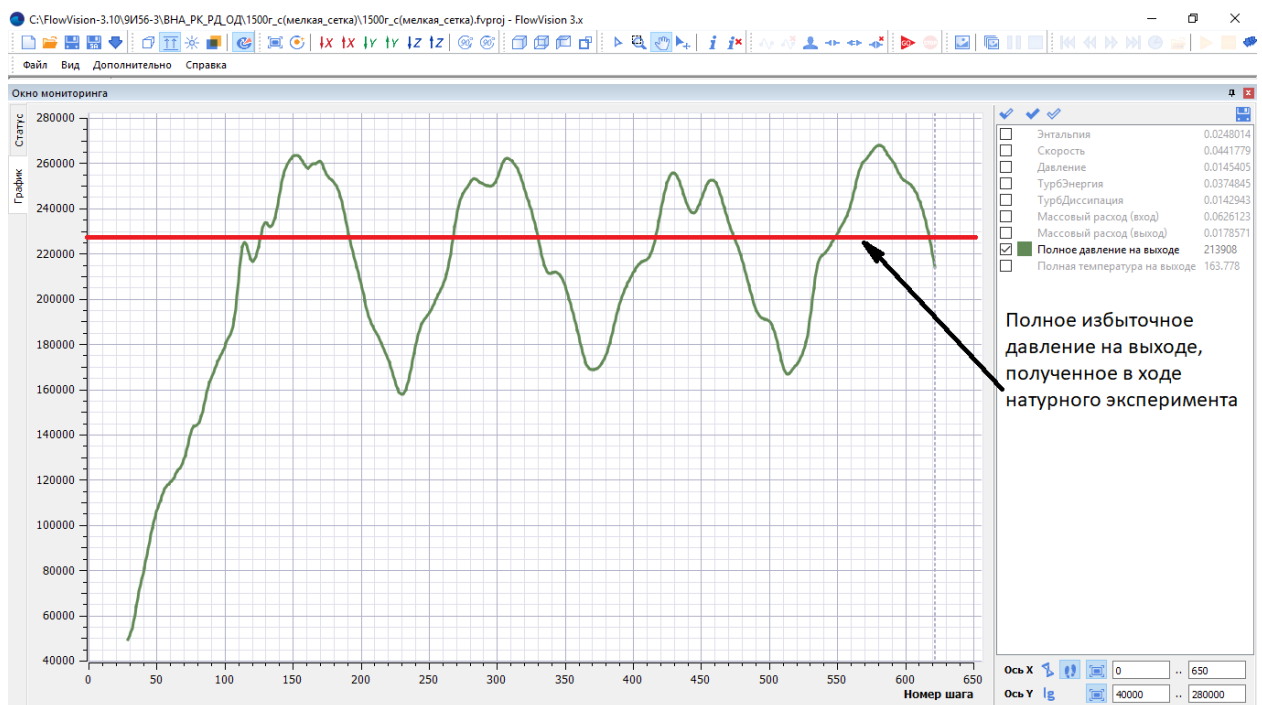


Рис. 10 – Изменение значения полного избыточного давления на выходе в процессе расчёта

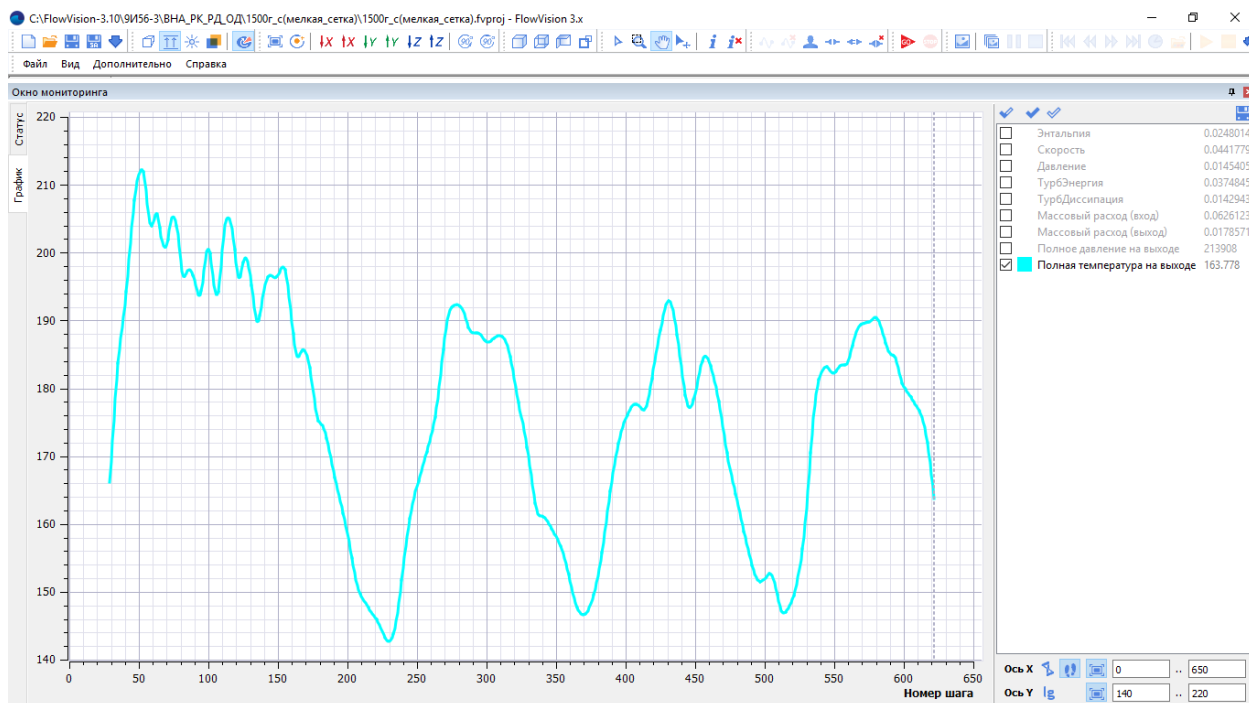


Рис. 11 – Изменение значения полной температуры воздуха на выходе в процессе расчёта

Для визуализации картины течения во время расчёта, до его начала были заданы две плоскости, на которых были созданы слои с цветной заливкой, отображающие значение числа Маха (рис. 12).

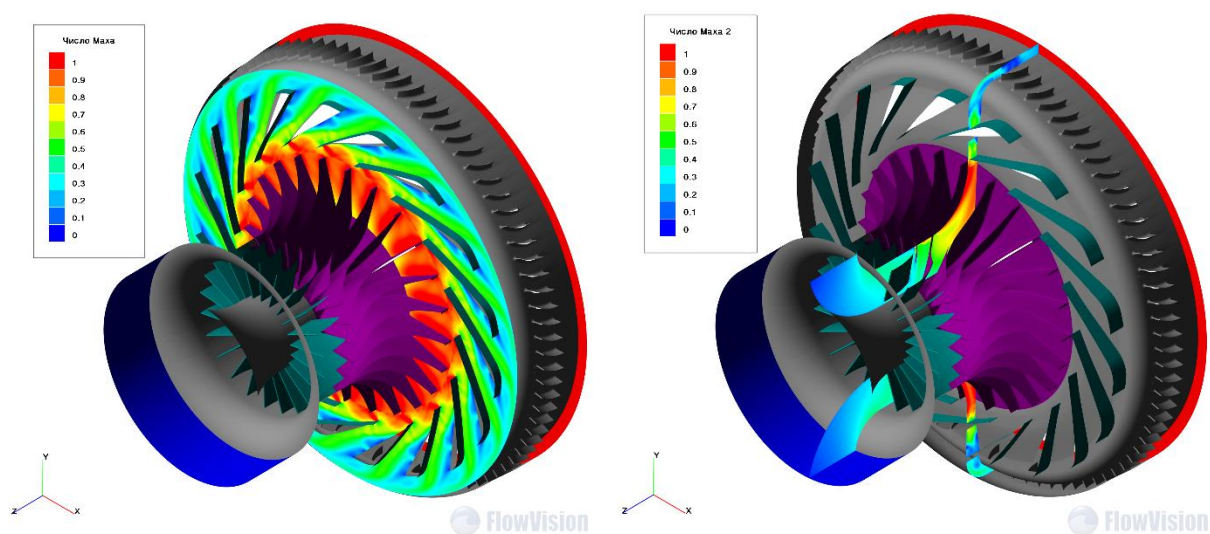


Рис. 12 – Визуализация картины течения в процессе расчёта (число Маха)

После остановки расчёта была получена объёмная картина распределения числа Маха (рис. 13), полного избыточного давления (рис. 14) и полной температуры (рис. 15) в ступени компрессора.

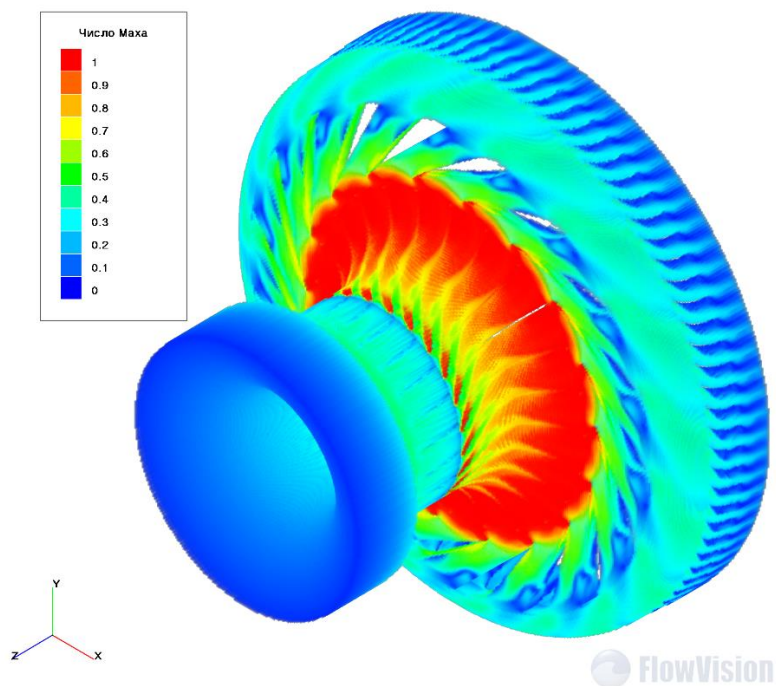


Рис. 13 – Распределение значений числа Маха в ступени компрессора

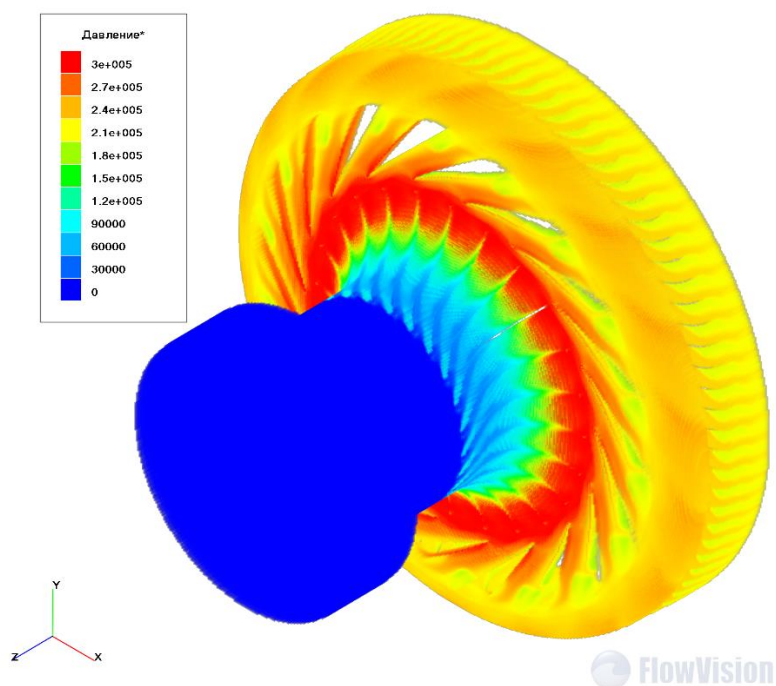


Рис. 14 – Распределение значений полного избыточного давления в ступени компрессора

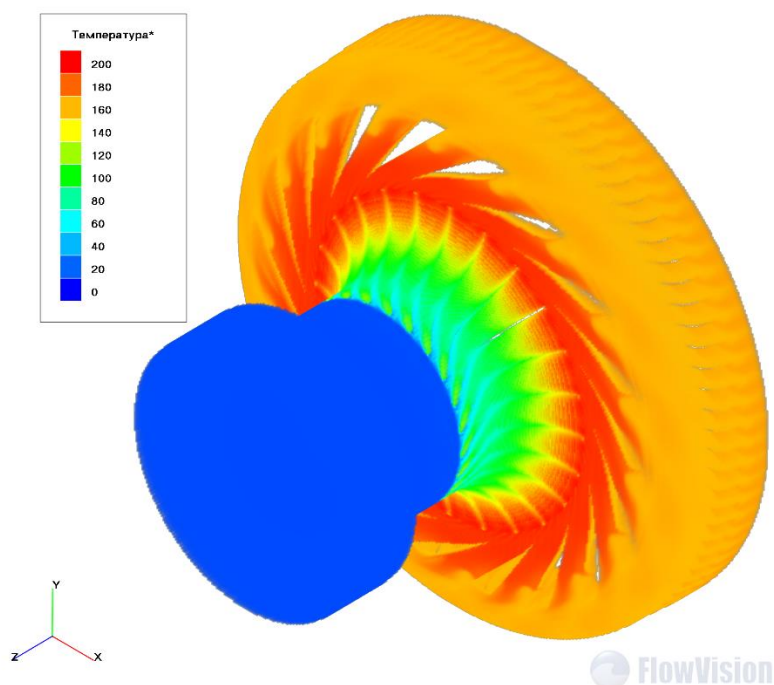


Рис. 15 – Распределение значений полной температуры в ступени компрессора

Анализ результатов расчёта

Абсолютной сходимости расчёта по массовому расходу и давлению на выходе получить не удалось, однако их значения в ходе расчёта колеблются вокруг полученных в эксперименте.

Массовый расход на выходе задан жёстко через нормальную массовую скорость, поэтому в процессе расчёта не изменялся (рис. 9) т.е. массовый расход на выходе из ступени компрессора должен быть равен:

$$G_{\text{выход}} = \frac{G}{z} = \frac{1,5}{84} = 0,0178571 \text{ кг/с, что и видно на графике. Массовый расход на}$$

входе должен быть равен: $G_{\text{выход}} = \frac{G}{z} = \frac{1,5}{22} = 0,0681818 \text{ кг/с}$ (показан зелёным на рис. 9). Полученные в ходе расчёта значения колеблются вокруг этой величины.

Аналогичная картина наблюдается и для полного избыточного давления на выходе из компрессора (рис. 10). Из рис. 1 видно, что для заданных параметров в эксперименте была получена степень повышения

полного давления $\pi_k^* = 3,25$, т.е. полное избыточное давление на выходе из компрессора составило:

$P_{избыт.}^* = P_{абсолют.}^* - P_H = P_H \cdot \pi_k^* - P_H = P_H \cdot (\pi_k^* - 1) = 101300 \cdot (3,25 - 1) = 227925$ Па (показано красным на рис. 10).

Визуализация картины течения в процессе расчёта показала наличие отрывов и вихрей, которые образуются в межлопаточных каналах радиального диффузора, этим и объясняется пульсация давления и массового расхода на выходе. Изменение числа расчётных ячеек в пределах 353995...489275 и шага по времени в пределах $1 \cdot 10^{-4} \dots 1 \cdot 10^{-5}$ с на результаты расчёта существенно не повлияло. Тоесь установившуюся картину течения в ступени компрессора получить не удалось.

В дальнейшем, для определения имеет ли эта пульсация физическую природу или является следствием осреднения, вызванного секторной постановкой задачи и использования метода «Замороженный ротор», я планирую попробовать выполнить расчёт в полной постановке с использованием метода «Скользющий ротор», т.к. он даёт большую точность расчёта.