

*Круглова Галина Алексеевна*

студентка

*Жинов Андрей Александрович*

канд. техн. наук, заведующий кафедрой

Калужский филиал

ФГБОУ ВО «Московский государственный технический

университет им. Н.Э. Баумана»

г. Калуга, Калужская область

## **ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКЦИИ РАЗГРУЗОЧНЫХ ОТВЕРСТИЙ ДИСКОВ**

### **ТУРБИНЫ НА ОСЕВОЕ УСИЛИЕ**

*Аннотация: в статье представлены результаты расчетов величины осевого усилия, действующего на ступень турбины, в зависимости от геометрических характеристик разгрузочных отверстий диска рабочего колеса. Рассмотрены варианты конструкции с переменной площадью разгрузочных отверстий, переменным диаметром расположения разгрузочных отверстий и переменной величиной радиуса скругления кромок разгрузочных отверстий.*

*Ключевые слова: турбина, осевое усилие, диск турбины, пароразгрузочные отверстия.*

Осевое усилие, действующее на ротор турбины, возникает вследствие перепадов давлений на элементы проточной части, диски, уступы ротора, уплотнения. Это усилие стремится сдвинуть ротор в направлении уменьшения давления, то есть, в направлении движения рабочего тела (пара) [5, с. 135]. Для восприятия осевого усилия, действующего на ротор во время работы турбины, и передачи его на детали статора служит упорный подшипник [4, с.10]. Он фиксирует осевое положение вращающегося ротора турбины по отношению к ее неподвижным деталям, при этом положение ротора в упорном подшипнике и положение самого упорного подшипника в корпусе определяют величину осевых зазоров в проточной части турбины и уплотнениях [1, с. 25]. При чрезмерном увеличении осевые усилия способны нарушить нормальную работу упорного подшипника, что

может привести к поломке подшипника, проточной части турбины и повреждению концевых и диафрагменных уплотнений ротора. Такие аварии крайне опасны, требуют экстренной остановки турбины, длительного и дорогостоящего ремонта.

Для того, чтобы частично разгрузить ротор турбины от осевого усилия применяют следующие методы:

- 1) использование разгрузочного поршня (думмиса);
- 2) применение разгрузочных отверстий в дисках рабочих колес;
- 3) применение двухпоточной конструкции турбины;
- 4) в многоцилиндровых паровых турбинах направляют потоки пара в разных цилиндрах во взаимно противоположные стороны [5, с. 136].

В данной работе рассмотрен метод уменьшения осевого усилия с применением пароразгрузочных отверстий, которые снижают разность давлений на полотно диска, тем самым уменьшая усилие, действующее на диск каждой ступени и на ротор турбины в целом (рисунок 1).

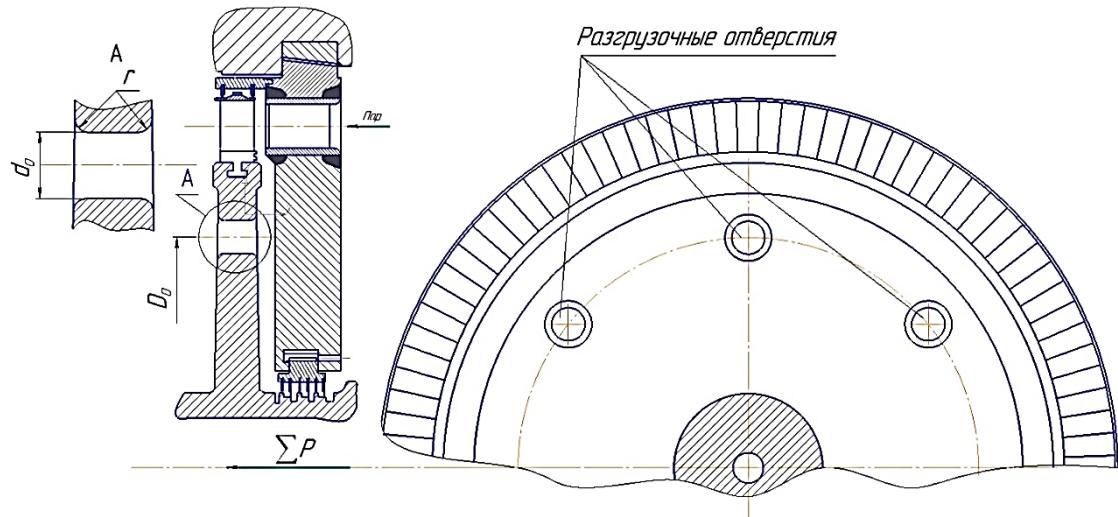


Рис. 1. Разгрузочные отверстия в диске паровой турбины

Целью исследования было выявление зависимости величины осевого усилия, действующего на диск ступени турбины, от геометрических параметров и расположения разгрузочных отверстий на диске.

Исследование представляет собой численный эксперимент, выполненный с помощью созданной на базе РТМ 108.021.08–86 [2; 3] компьютерной программы.

В работе определялось влияние геометрических параметров разгрузочных отверстий, таких как: площадь разгрузочных отверстий, которая зависит от количества ( $z$ ) и диаметра отверстий ( $d_o$ ); радиус скругления кромок ( $r$ ), а также диаметр расположения разгрузочных отверстий ( $D_o$ ) на величину осевого усилия ( $P$ ), действующего на ступень турбины (рисунок 1).

В расчетах использована конструкция сопловой и рабочей решеток, диафрагмы, диска, диафрагменных, надбандажных и осевых уплотнений одной из ступеней теплофикационной паровой турбины Т-48, производства ОАО «КТЗ». Параметры пара на входе и выходе из ступени приняты в соответствии с расчетом номинального режима работы этой турбины.

*Влияние площади разгрузочных отверстий на осевое усилие*

А) увеличение площади за счет увеличения числа разгрузочных отверстий.

С целью определения влияния количества разгрузочных отверстий на осевое усилие был проведен численный эксперимент, в ходе которого количество отверстий на диске  $z_o$  изменялось от 3 до 9, в то время как остальные параметры были неизменны: радиус скругления входной кромки разгрузочных отверстий –  $r = 0,005$  м, ширина передней камеры диска –  $h = 0,0062$  м, диаметр расположения разгрузочных отверстий –  $D_o = 0,75$  м, диаметр разгрузочных отверстий –  $d_o = 0,05$  м, корневой диаметр –  $D_k = 1,052$  м, диаметр уплотнений диафрагмы –  $D_{y.o.} = 0,44$  м.

Результат исследования представлен на рисунке 2, где  $\Sigma P$  – осевое усилие, действующее на ступень турбины, Н;  $P_o$  – усилие, действующее на диск, Н;  $P_{y.o.}$  – усилие, действующее в диафрагменном лабиринтном уплотнении, Н;  $P_{\pi}$  – осевое усилие, действующее на рабочие лопатки, Н.

Расчеты показали, что увеличение числа разгрузочных отверстий ведет к уменьшению суммарного усилия, действующего на ступень.

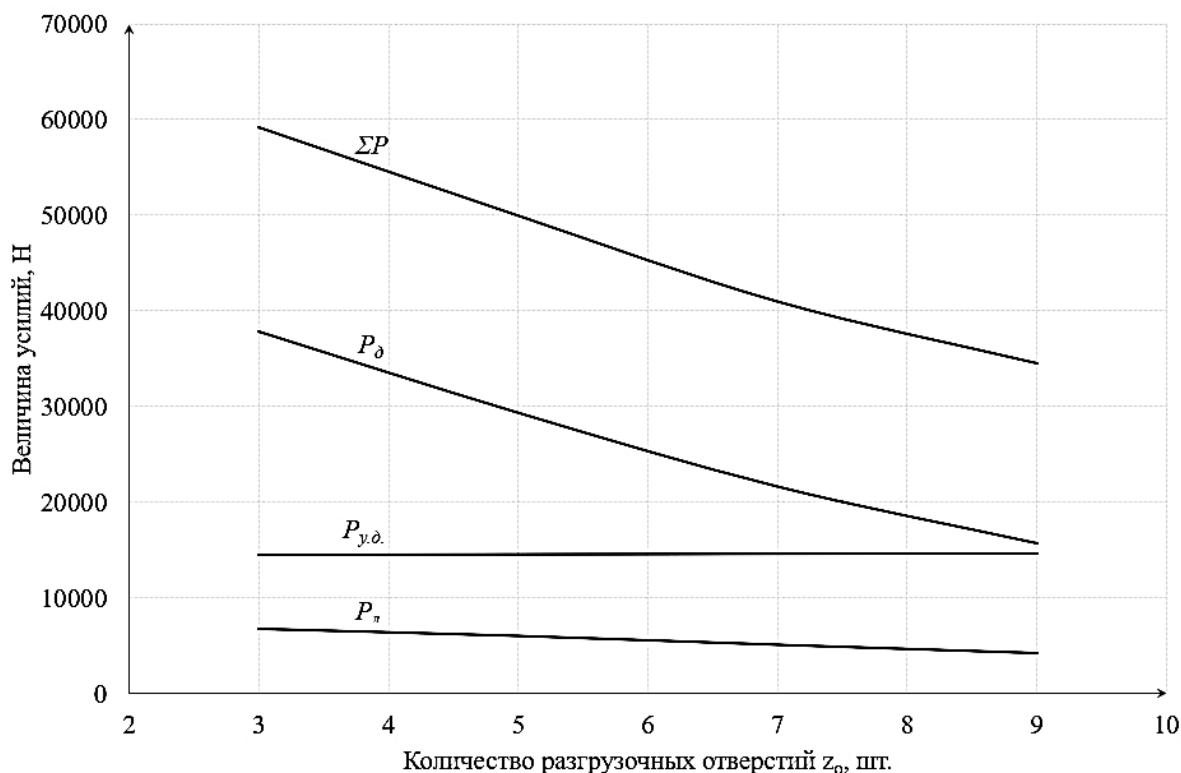


Рис. 2. Влияние количества разгрузочных отверстий на осевое усилие

Б) увеличение площади за счет увеличения диаметра разгрузочных отверстий.

В этих расчетах было принято, что все геометрические параметры, за исключением диаметра разгрузочных отверстий ( $d_o = 0,04 \text{ м}; d_o = 0,05 \text{ м}; d_o = 0,06 \text{ м}; d_o = 0,07 \text{ м}; d_o = 0,08 \text{ м}$ ), остались те же, что и в предыдущем расчете, а количество разгрузочных отверстий  $z_o = 7$ . Результаты представлены на рисунке 3.

С увеличением диаметра разгрузочных отверстий увеличивается коэффициент расхода пара через них, что ведет к снижению перепада давлений на диск и, следовательно, к уменьшению осевого усилия.

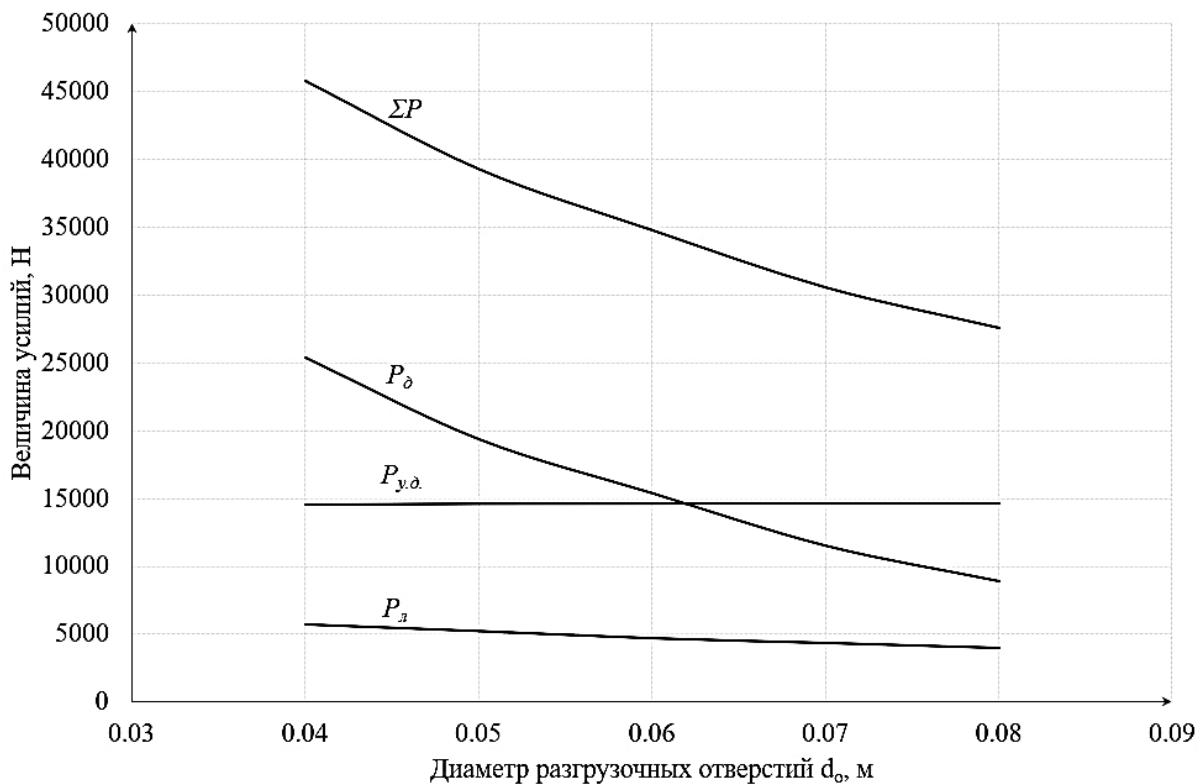


Рис. 3. Влияние диаметра разгрузочных отверстий на осевое усилие

Из рисунков 2 и 3 видно, что осевое усилие, действующее на диск турбины, зависит от суммарной площади разгрузочных отверстий. С увеличением площади отверстий уменьшается усилие, действующее на диск рабочего колеса и, соответственно, на ступень турбины.

#### *Влияние диаметра расположения разгрузочных отверстий*

В данной части исследования осевое усилие, действующее на ступень турбины, вычислялось с учетом только изменения диаметра расположения разгрузочных отверстий. Исследовались диаметры:  $D_o = 0,85$  м;  $D_o = 0,75$  м;  $D_o = 0,65$  м;  $D_o = 0,55$  м. Результаты представлены на рисунке 4.

Здесь наблюдается прямая зависимость величины суммарного осевого усилия от диаметра расположения разгрузочных отверстий. Чем дальше от оси ротора находятся разгрузочные отверстия на диске, тем больше осевое усилие при рассмотренной конструкции диска и уплотнений ступени.

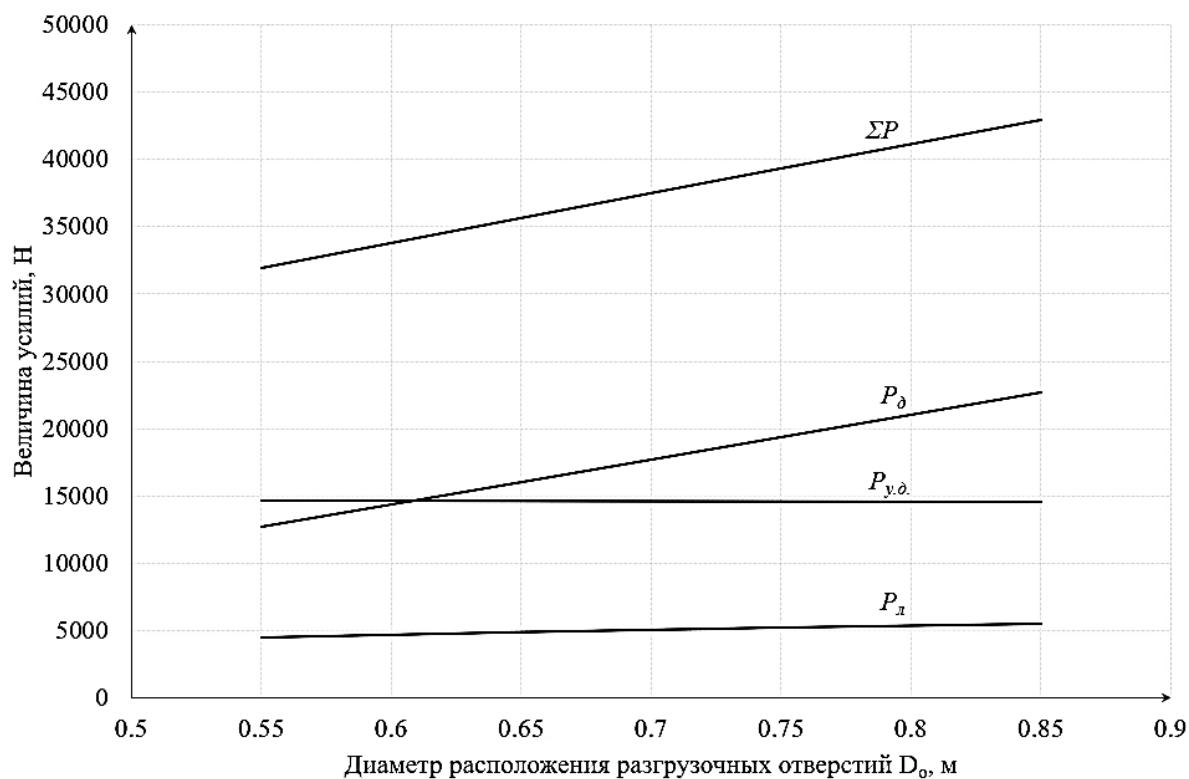


Рис. 4. Влияние диаметра расположения разгрузочных отверстий на осевое усилие

*Влияние радиуса скругления входной кромки разгрузочных отверстий*

Радиус закругления кромок определяет коэффициент расхода через отверстия, зависящий также от вязкости пара [6]. В численном эксперименте все геометрические размеры ступени, за исключением радиуса скругления кромок разгрузочных отверстий, оставались постоянными, а радиус принимал значения: 0м; 0,003м; 0,004м; 0,005м; 0,006м; 0,007м. Результаты расчета приведены на рисунке 5.

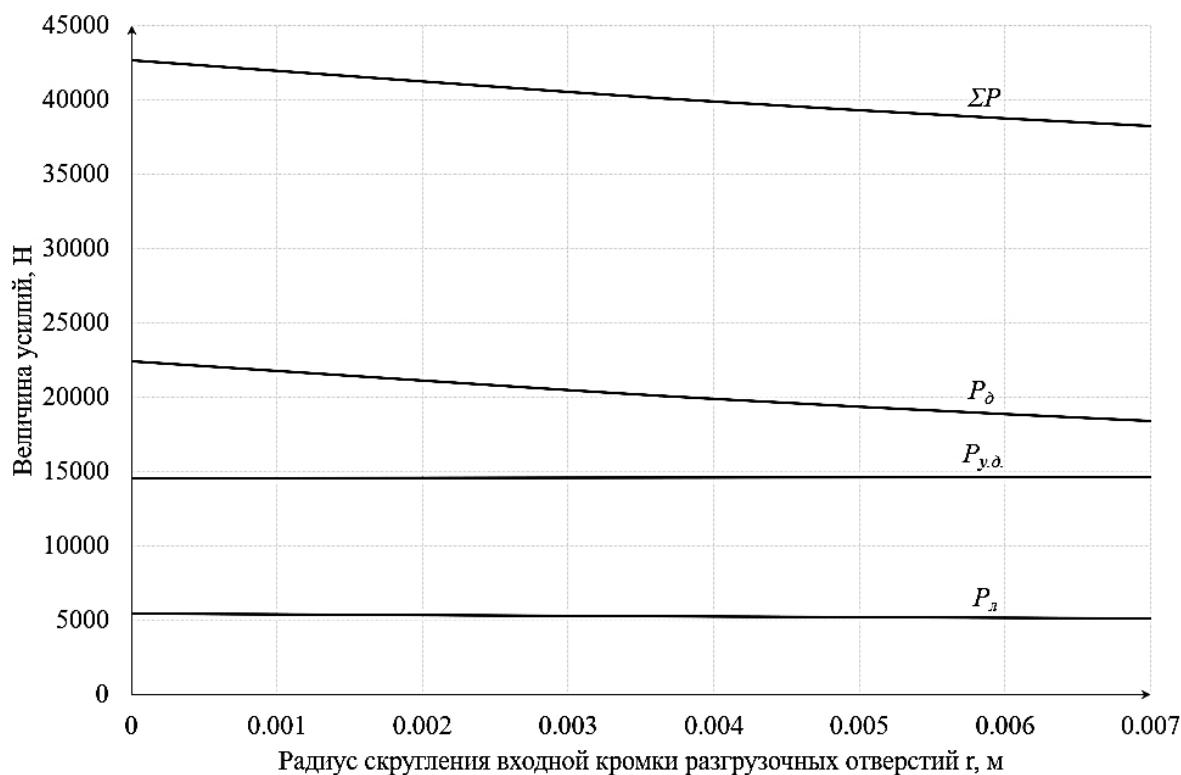


Рис. 5. Влияние радиуса скругления входных кромок разгрузочных отверстий на осевое усилие

Суммарное осевое усилие слабо зависит от радиуса скругления входных кромок разгрузочных отверстий, хотя он во многом определяет прочностные характеристики диска.

Можно сделать вывод, что суммарное осевое усилие, действующее на ступень турбины, в значительной мере определяется усилием, действующим на диск рабочего колеса, которое в первую очередь зависит от его геометрических характеристик и наличия в диске разгрузочных отверстий рациональной конструкции.

Разработанная методика и компьютерная программа, а также проведенные численные исследования, позволяют определить оптимальную, с точки зрения осевых усилий, конструкцию и расположение пароразгрузочных отверстий на дисках турбины. Результаты исследования могут быть полезны при проектировании паровых турбин.

### ***Список литературы***

1. Ремонт паровых турбин: Учебное пособие / В.Н. Родин [и др.]; под ред. Ю.М. Бродова, В.Н. Родина. – Екатеринбург: УГТУ – УПИ, 2002. – 203 с.

2. РТМ 108.021.08–86. Турбины паровые стационарные. Расчет осевого усилия.
3. РТМ 24.021.08. Турбины паровые стационарные. Нормы теплового расчета. Расчет осевого усилия.
4. Сережкина Л.П. Осевые подшипники мощных паровых турбин / Л.П. Сережкина, Е.И. Зарецкий. – М.: Машиностроение, 1988. – 176 с.
5. Турбины тепловых и атомных электрических станций: Учебник для вузов. – 2-е изд., пререб. и доп. / А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин, А.Д. Трухний; под ред. А.Г. Костюка, В.В. Фролова. – М.: Издательство МЭИ, 2001. – 488 с.
6. Жинов А.А. Определение вязкости смесевого рабочего тела высокотемпературной турбины / А.А. Жинов, П.А. Милов // Инженерный журнал: наука и инновации. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. – №3 (27). – С. 7.