

П. И. АНСОН

К ВОПРОСУ РАСЧЁТА
ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ
ЦИЛИНДРОВ ТУРБИН

ИЗДАТЕЛЬСТВО
ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА
ТАЛЛИН, 1957

Er. 6.7

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED
ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА
Серия А № 122 1957

П. И. АНСОН

К ВОПРОСУ РАСЧЁТА
ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ
ЦИЛИНДРОВ ТУРБИН

Er. 890

ENSV Teaduste Akadeemia
Keskraamatukogu

ИЗДАТЕЛЬСТВО
ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА
ТАЛЛИН, 1957

Техническое задание
Институт
1957

И. И. АНДРО

К ВОПРОСУ РАССЕЛЕНИЯ
ФАНТЕРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ
ЛИНИЙНОГО ТИПА

К. И. АНДРО
1957

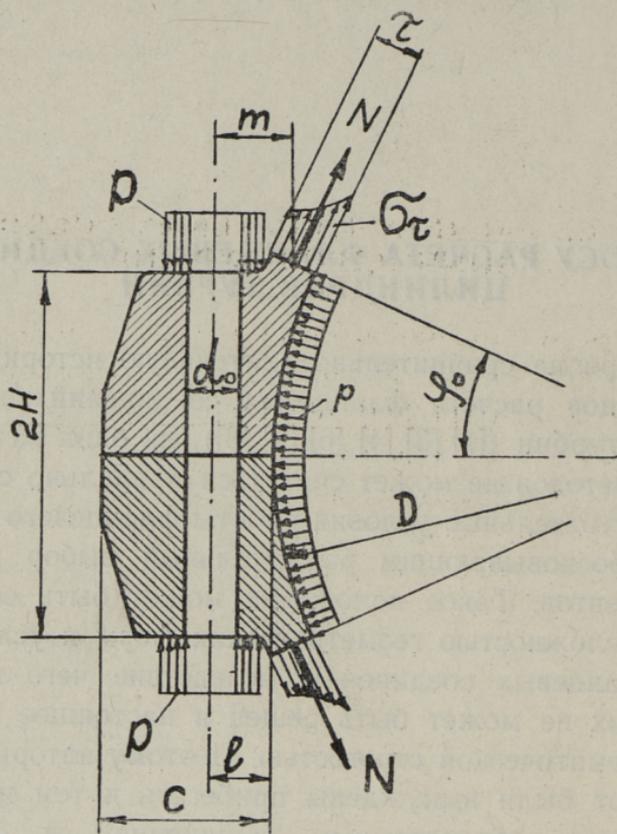
ТАКТИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ
ТАКТИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ
ТАКТИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ

К ВОПРОСУ РАСЧЕТА ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ЦИЛИНДРОВ ТУРБИН

Несмотря на сравнительно длительную историю создания методов расчета фланцевых соединений цилиндров паровых турбин ([1] [3] [4] [6] [7] [8]), ни один из разработанных методов не может считаться правильно отражающим действительные условия работы фланцевого соединения и обосновывающим рациональный выбор размеров его элементов. Такое положение может быть объяснено крайней сложностью геометрических форм и условий работы фланцевых соединений, вследствие чего вопрос о расчете их не может быть решен в настоящее время со всей математической строгостью. Поэтому авторы указанных работ были вынуждены прибегать к тем или иным недостаточно обоснованным допущениям и ограничиваться исследованием грубо схематизированных моделей, весьма далеких иногда от действительности как по условиям работы, так и по конструктивным формам. Ввиду этого используемая в настоящее время методика расчета фланцевых соединений цилиндров турбин является грубо приближенной и условной, вследствие чего и результаты расчета неудовлетворительно согласуются с опытными данными.

Ниже излагается метод расчета распределения давлений по плоскости разъема фланцевых соединений цилиндров турбин высокого давления, более точно отражающий действительные условия их работы. Производится сопоставление результатов расчета с опытными данными.

§ 1. Определение приведенных сил



Фиг. 1. Элемент фланцевого соединения с приложенной к нему системой нагрузок.

На фиг. 1 изображен в разрезе элемент фланцевого соединения с приложенной к нему системой нагрузок, где:
 P — болтовое усилие,

$N = \int_0^{\tau} \sigma_{\tau} \cdot d\tau$ — усилие, заменяющее действие на фланец удаленной стенки цилиндра,
 p — внутреннее давление.

В основу решения поставленной задачи положим точное решение, полученное С. Г. Гуревичем для прямоугольной области [3]. В этой работе доказано, что в сечениях, удаленных от нагруженных граней более чем на 0,75 ширины

рассматриваемой области, распределение напряжений практически не зависит от закона распределения нагрузки на параллельных указанным сечениям гранях, а определяется главным вектором и главным моментом нагрузок на этих гранях и выражается формулой:

$$\sigma_y = a + bx,$$

где a и b — коэффициенты, зависящие от конструктивных параметров фланца и определяемые из уравнений статики.

Пользуясь этим положением, можно заменить систему сил, приложенную к элементу фланцевого соединения системой, состоящей из:

- а) Равнодействующих T , приложенных к верхней и нижней граням в точке пересечения грани вертикалью, проходящей через центр тяжести сечения фланца в месте разъема (сечение $y=0$).
- б) Моментов M , равных сумме моментов всех сил относительно центра тяжести сечения разъема (фиг. 2).

Тогда

$$T = P - N$$

и

$$M = P (X_{ц.т.} - l) - N (X_{ц.т.} + m) + N \frac{H^2}{D},$$

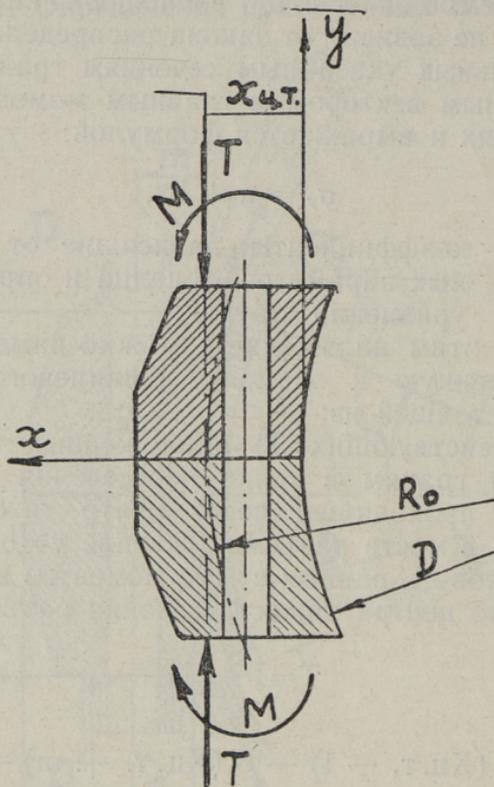
где $X_{ц.т.}$ — координата центра тяжести сечения фланца в месте разъема.

Остальные обозначения ясны из фиг. 1.

§ 2. Вычисление эпюры давлений от продольных сил T

Так как рассматриваемая система является симметричной относительно плоскости разъема, то при расчете наличие разъема можно не учитывать и рассматривать элемент фланцевого соединения как блок длиной $2H$.

Применяя отмеченное выше положение, что для высоких фланцев ($\frac{H}{C} > 0,75$) распределение напряжений в сечениях, достаточно удаленных от места приложения внешних нагрузок, определяется формулой $\sigma_y = a + bx$ и, учитывая, что линия действия сил проходит через центр тяжести плоскости разъема фланцевого соединения, получим, что эпюра давлений представляет собою равномерно рас-



Фиг. 2. Приведенная система сил, приложенная к элементу фланцевого соединения.

предельную по плоскости разъема нагрузку интенсивностью:

$$q'_y = \frac{T}{c \cdot s - \frac{\pi d_0^2}{4}}$$

где: c — ширина фланца;

s — шаг шпилек;

d_0 — диаметр отверстия под шпильки.

§ 3. Вычисление эпюры давлений от изгибающих моментов

Для вычисления напряжений от изгибающих моментов воспользуемся решением задачи об изгибе кривого бруса. Как известно, распределение нормальных напряжений в

сечениях бруса, достаточно удаленных в смысле Сен-Венана от места приложения внешних нагрузок, определяется формулой:

$$q_y'' = \frac{M}{S} \cdot \frac{1}{\rho} \quad *) ,$$

где M — изгибающий момент в рассматриваемом сечении;

$S = F \cdot z_0$ — статический момент площади поперечного сечения относительно нейтральной оси;

ρ — радиус кривизны волокна;

$z = r - \rho$ — расстояние от нейтральной оси до рассматриваемого волокна;

r — радиус кривизны нейтрального слоя;

z_0 — расстояние от центра тяжести сечения до нейтральной оси.

Пренебрегая влиянием внутреннего давления p на распределение нормальных давлений по плоскости разреза, получим

$$q_y = q_y' + q_y'' .$$

Следует оговориться, что решение будет справедливо лишь в том случае, если во всех точках по разрезу имеется сжатие, т. е. когда:

$$q_y' + q_y'' > 0 .$$

Координата центра тяжести сечения фланца в месте разреза может быть определена по формуле:

$$X_{ц.т.} = \frac{\frac{s \cdot c}{2} - \frac{\pi d_0}{4} \cdot 1}{c \cdot s - \frac{\pi d_0^2}{4}} .$$

Радиус кривизны нейтрального слоя может быть вычислен по формуле

$$r = \frac{F}{\int_F \frac{dF}{\rho}} ,$$

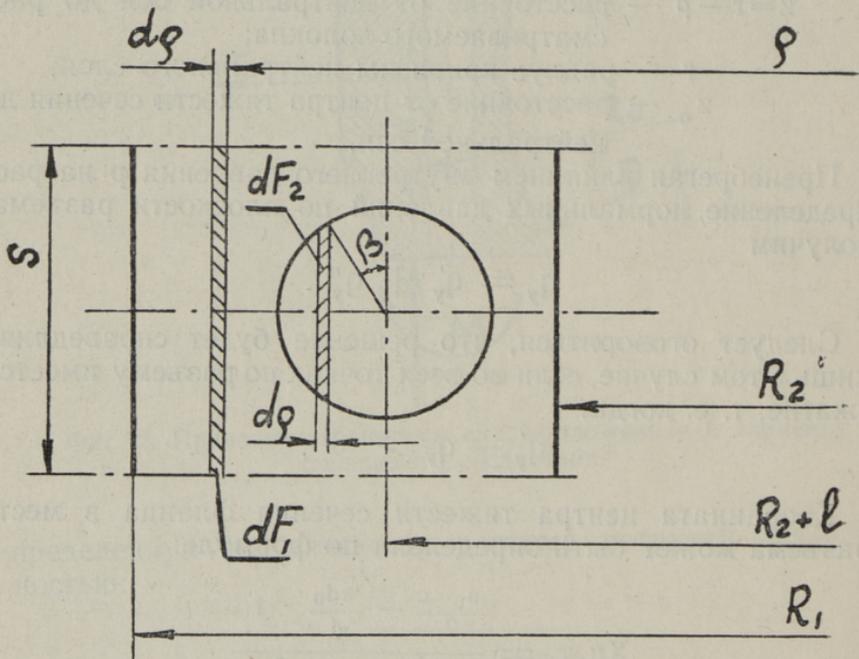
где F — площадь сечения.

* См. Н. М. Беляев, сопротивление материалов, ГИТТЛ, 1949.

Для рассматриваемого случая можем написать:

$$r = \frac{c \cdot s - \frac{\pi d_0^2}{4}}{\int_{R_2}^{R_1} \frac{s \cdot d\rho}{\rho} - \int_{-\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} \frac{d_0^2 \cdot \cos^2 \beta \cdot d\beta}{2(R_2 + 1) + d_0 \sin \beta}}$$

(см. расчетную схему, изображенную на фиг. 3).



Фиг. 3. Расчетная схема для определения радиуса кривизны нейтрального слоя.

Интегрируя, получим:

$$r = \frac{c \cdot s - \frac{\pi d_0^2}{4}}{s \cdot \ln \frac{R_1}{R_2} - \pi \left[2(R_2 + 1) - \sqrt{4(R_2 + 1)^2 - d_0^2} \right]}$$

Нетрудно убедиться, что достаточную для технических расчетов точность дает формула:

$$r = R_0 \left(1 - \frac{c^2}{12 \cdot R_0^2} \right).$$

Тогда

$$z_0 = R_0 - r = \frac{c^2}{12 \cdot R_0}$$

и

$$S = \left(c \cdot s - \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} \right) \cdot \frac{c^2}{12 \cdot R_0},$$

где:

$$R_0 = \frac{D}{2} + X_{ц. т.}$$

§ 4. Определение усилия шпилек P

Как известно, нагрузка на шпильку при совместном действии на нее усилия затяга и внешней нагрузки, приложенной к сжимаемым деталям, может быть определена по формуле:

$$P = P_0 + x \cdot N,$$

где: P_0 — усилие начального затяга;

N — внешняя нагрузка, приложенная к сжимаемым деталям;

x — коэффициент основной нагрузки.

Известно также, что величина коэффициента основной нагрузки x зависит не только от геометрических размеров сопряженных деталей и модулей упругости металла, из которого эти детали изготовлены, но также от места и характера приложения внешней нагрузки [2].

Если обозначить коэффициент основной нагрузки для болтового соединения в общем случае через

$$x = \alpha \cdot x_0,$$

где x — коэффициент основной нагрузки для соединения с центральной нагрузкой, приложенной к торцевым поверхностям сжимаемых болтом деталей, то коэффициент α может меняться в пределах от единицы до нуля, в зави-

симости от характера приложения внешней нагрузки. Исследования показывают, что при расчете нагрузки на болт фланцевого соединения горизонтального разъема цилиндров турбин коэффициент $\alpha=0,5$, следовательно:

$$x = 0,5 \cdot x_0.$$

Коэффициент основной нагрузки x_0 может быть определен по формуле:

$$x_0 = \frac{1}{1 + \frac{F_{\phi} \cdot E_{\phi}}{F_{ш} \cdot E_{ш}}},$$

где $F_{ш}$ и F_{ϕ} — соответственно, площадь сечения шпильки и участка фланца длиной один шаг;

$E_{ш}$ и E_{ϕ} — модули упругости материала тех же деталей.

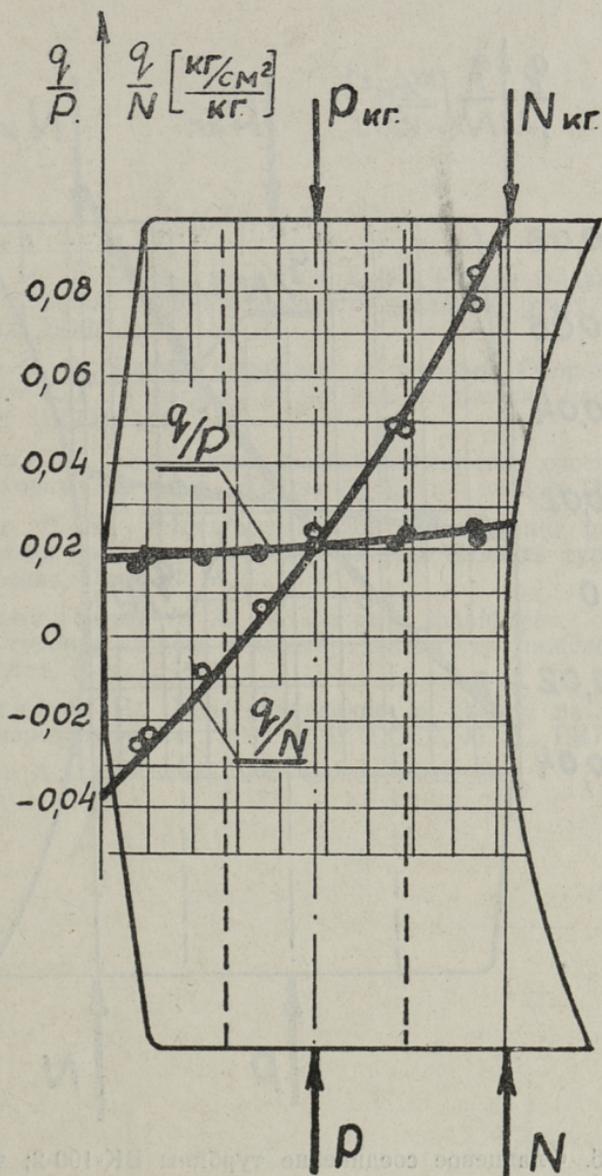
Таким образом нагрузка на шпильку при совместном действии на нее усилия начального затяга P_0 и внешней нагрузки N , приложенной к фланцу, может быть определена по формуле:

$$P = P_0 + 0,5 \cdot x_0 N.$$

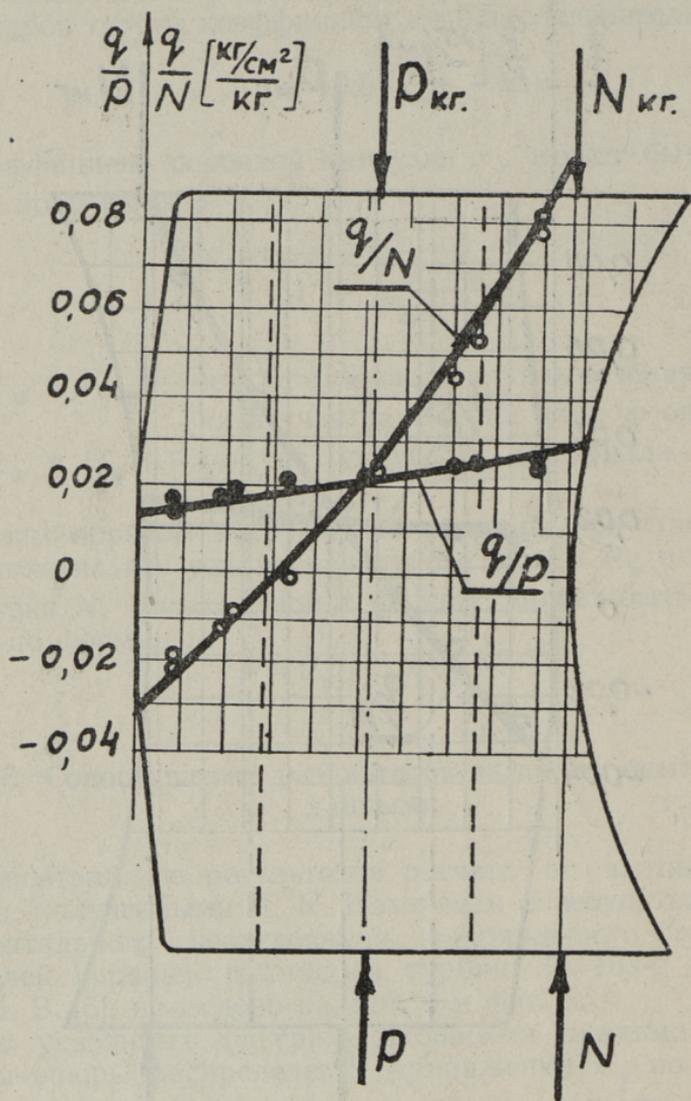
§ 5. Сопоставление результатов расчета с опытными данными

Сопоставление результатов расчета с опытными данными, полученными В. К. Наумовым в результате экспериментального исследования напряженного состояния моделей фланцев цилиндров турбин ВК-100-2 и ВТ-25 Л. М. З. [5], приведено на фиг. 4 и фиг. 5.

На указанных фигурах сплошными линиями изображены эпюры распределения напряжений σ_y по сечению фланцев, соответствующему плоскости разъема, полученные в результате расчета по изложенной выше методике. Очевидно, что результаты расчета удовлетворительно согласуются с опытными данными.



Фиг. 4. Фланцевое соединение турбины ВТ-25; эпюра распределения нормальных давлений q_0 по плоскости разреза.



Фиг. 5. Фланцевое соединение турбины ВК-100-2; эпюра распределения нормальных давлений q по плоскости разъема.

ЛИТЕРАТУРА

1. Беляев Н. М. и Ашкенази Е. К., Расчет фланцевого соединения паровой турбины высокого давления, отчет Л. П. И., Ленинград, 1940.
2. Биргер И. А., Расчет резьбовых соединений, Оборонгиз, 1951.
3. Гуревич С. Г., К расчету фланцевых соединений паровых турбин, отчет ЦКТИ, 1948.
4. Наумов В. К., Уточненный графоаналитический способ расчета фланцев корпусов турбин, «Труды Л. К. И.», выпуск IX, 1951.
5. Наумов В. К., Экспериментальное исследование распределения давления по разьему горизонтальных фланцев турбин высокого давления, Отчет Л. М. З., 1947.
6. Старосельский А. А., К расчету фланцевых соединений паровых турбин, «Труды Одесского института инженеров Морского флота», вып. 7, 1948.
7. Яновский М. И., Конструирование и расчет на прочность деталей паровых турбин, Изд. А. Н. СССР, М.-Л., 1947.
8. Stodola A., Die Dampf- und Gasturbinen, 1924.

ENSV Teaduste Akadeemia
Keskraamatukogu

П. И. Ансон

К ВОПРОСУ РАСЧЕТА ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ
ЦИЛИНДРОВ ТУРБИН

Издательство

Таллинского Политехнического Института

*

Редактор И. Михельман
Технический редактор А. Тамм
Корректор Г. Трапезонцев

Сдано в набор 13 IX 1957. Подписано к печати 9 X 1957.
Бумага $54 \times 84 \frac{1}{16}$. Печатных листов 1,0. По формату 60×92 печат-
ных листов 0,82. Учетно-издательских листов 0,47. Тираж 800.
МВ-07230. Заказ № 2953.

Типография «Юхисэлу», Таллин, ул. Пикк 40/42.

Цена 35 коп.

