

Канд. техн. наук, доцент Л. И. Александров

Канд. техн. наук, доцент Н. П. Артеменко

Канд. техн. наук, доцент Л. М. Фельдман

О ВЛИЯНИИ КОНСТРУКЦИИ СОЕДИНЕНИЯ НА ПРОЧНОСТЬ БОЛТОВ

Борьба за повышение срока службы машин и их надежности в эксплуатации — одна из важнейших задач советских машиностроителей. В настоящее время в этой области достигнуты большие успехи.

Однако нередко наблюдаются случаи, когда в сложной и в общем совершенной машине отдельные узлы или детали недостаточно конструктивно продуманы и по этой причине быстро выходят из строя. Это можно показать на одном из конкретных примеров, с которым авторы столкнулись в своей практике.

Для приведения в движение одного из механизмов шагающего экскаватора установлен насос НПР-200 Харьковского завода «Гидропривод».

Данные насоса:

максимальное давление $p_{\max} = 200 \text{ кг/см}^2$,
производительность насоса $Q = 200 \text{ л/мин}$,
число оборотов $n = 950 \text{ об/мин}$.

Как видно из рис. 1, рабочее давление в насосе создается с помощью 72 грибкаобразных плунжеров (1), перемещающихся в радиальных каналах скользящего блока (2). Скользящий блок эксцентрично расположен относительно барабана (3), в котором установлены так называемые реактивные кольца (4).

Реактивные кольца удерживаются в осевом направлении фланцем (5), который крепится к барабану с помощью 8 болтов М12 (6). Барабан с фланцем покоится в подшипниках качения (7) и (8).

При повороте блока (2) плунжеры (1) увлекают барабан (3). Так как последний эксцентрично расположен относительно оси скользящего блока, то плунжеры получают радиальное перемещение в каналах.

При движении плунжеров к центру происходит нагнетание масла в канал высокого давления. Перемещение плунжеров от центра осуществляется за счет центробежных сил. При этом происходит всасывание масла в каналы.

В процессе эксплуатации насоса оказалось, что болты, соединяющие фланец с барабаном, обладали недостаточной прочностью, в результате чего имело место разрушение их. Разрушение носило усталостный характер и происходило в нарезанной части болта, примерно у стыка. Болты изготовлялись из среднеуглеродистой стали.

Для повышения прочности болтового соединения завод увеличил диаметр болтов до М14, приняв для их изготовления хромоникелевую сталь, однако это решение не устранило поломки болтов. Тогда заводом была

принята постановка дополнительно к 8 болтам М14 8 штифтов $\varnothing 13$ мм, расположенных равномерно между болтами на той же окружности.

Такое изменение конструкции рассматриваемого узла также не исключило усталостного разрушения болтов.

Для представления о напряженном состоянии болтов рассмотрим схему их нагружения. При работе насоса, благодаря соответствующему устройству нагнетательных и всасывающих каналов, половина плунжеров нагнетает масло и давление создается на половине окружности барабана (рис. 2).

Равнодействующая давления плунжеров на барабан может быть определена следующим образом.

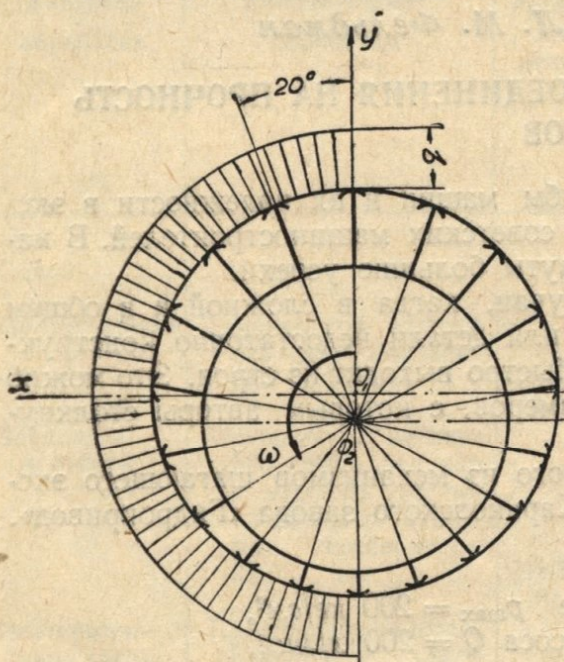


Рис. 2.

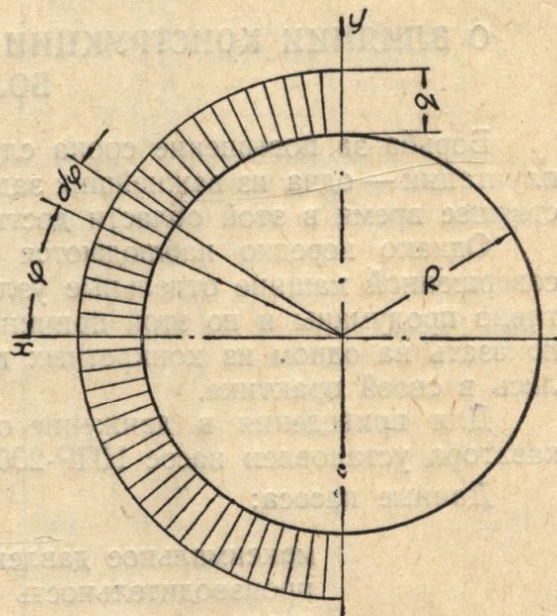


Рис. 3.

При давлении масла в нагнетательном канале (p) и диаметре плунжера (d), каждый плунжер давит на барабан с силой

$$P = p \frac{\pi d^2}{4} + m\omega^2 r,$$

где m — масса плунжера,

ω — угловая скорость скользящего блока и

r — расстояние от оси вращения скользящего блока до центра тяжести плунжера (считая, что масса плунжера сосредоточена в центре тяжести).

Силы трения между плунжерами и барабаном, возникающие от действия кориолисовых сил инерции и реактивных колец на плунжеры, из-за незначительной величины не учитываются.

Так как плунжеры грибками касаются внутренней поверхности барабана, то их общий центр тяжести совпадает с осью барабана (O_1), в то время, как вся система вращается вокруг оси скользящего блока (O_2). Равнодействующая центробежных сил в этом случае равна

$$P_u = z \cdot m\omega^2 e,$$

где z — число плунжеров.

При $z = 72$, $m \approx 0,01$, кг. сек²/м, $\omega = 95$ 1/сек и $e = 0,01$ м имеем $P_u = 65$ кг, которая действует в направлении оси y .

112.460

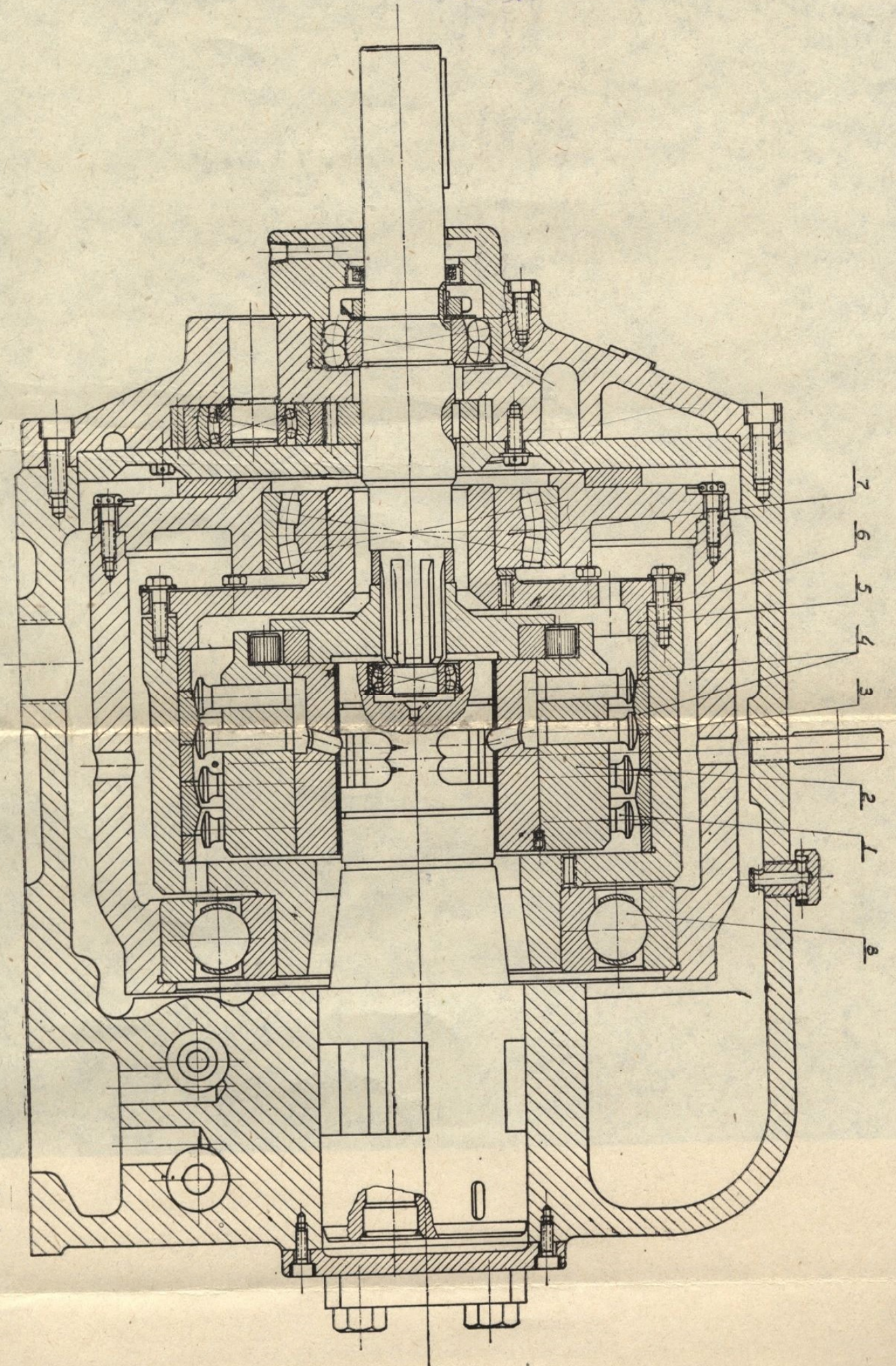
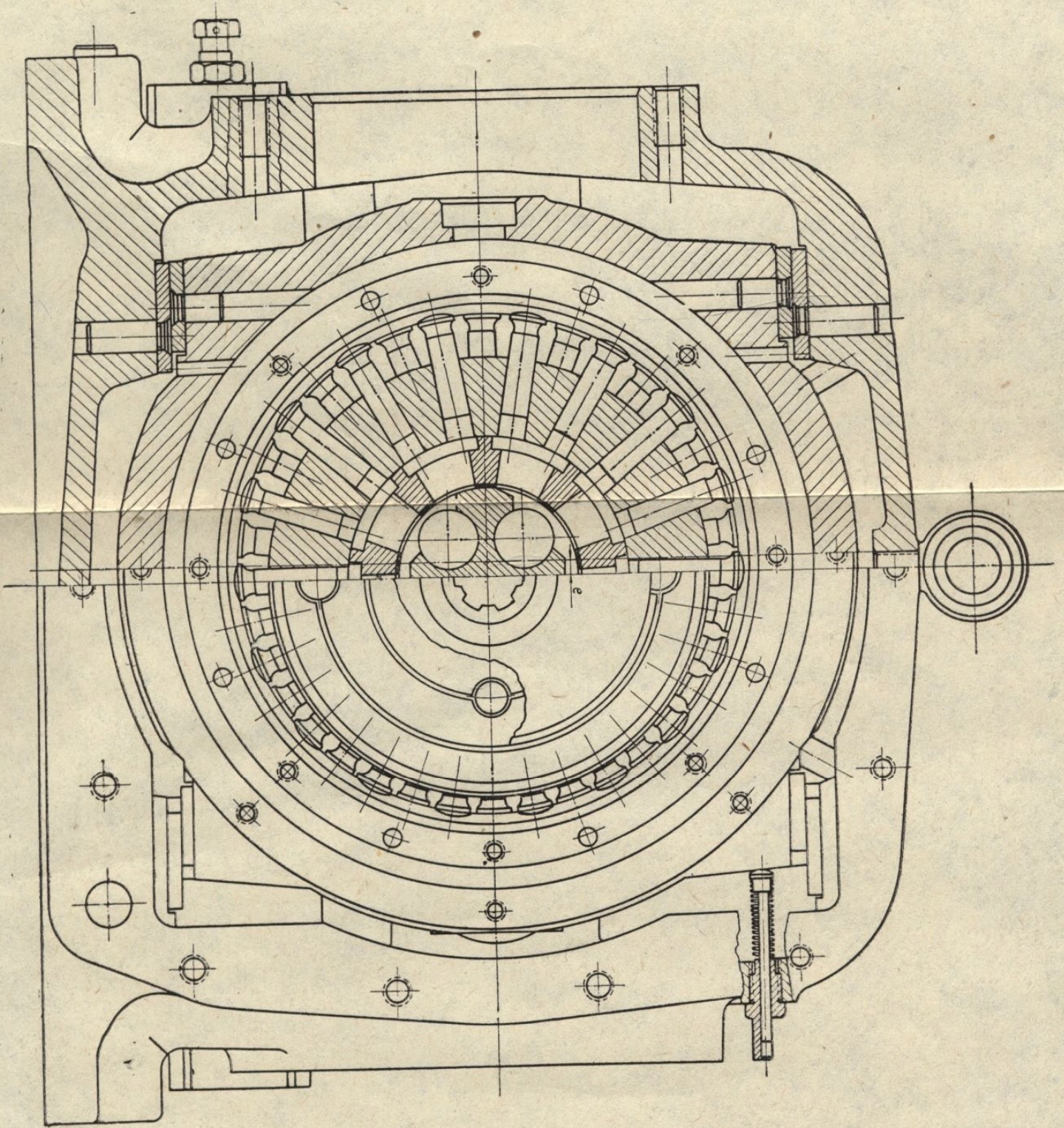


Рис. 1



Равнодействующая давления плунжеров на барабан может быть представлена в виде двух составляющих P_x и P_y .

Пренебрегая эксцентриситетом в виду его незначительной величины (рис. 3), получим

$$P_x = 2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} qR \cos \varphi \cdot d\varphi,$$

где $q = \rho \frac{d^2 z}{8R}$ — погонная нагрузка на единицу длины окружности барабана, тогда

$$P_x = \frac{1}{4} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \rho d^2 z \cos \varphi d\varphi = 18 \rho d^2 z.$$

При $\rho = 200 \text{ кг/см}^2$ и $d = 16 \text{ мм}$ имеем

$$P_x \cong 9200 \text{ кг.}$$

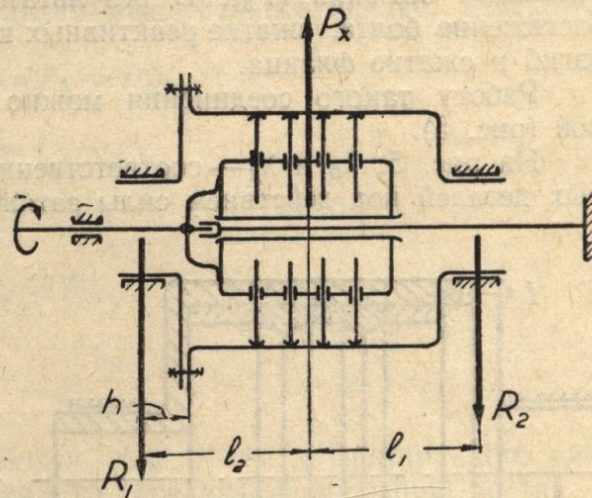


Рис. 4.

Ввиду малости P_y в сравнении с P_x в дальнейших расчетах величина силы P_y не учитывается.

Из рис. 4 следует, что рассматриваемое болтовое соединение нагружено силой

$$R_1 = P_x \frac{l_1}{l_1 + l_2} \cong 4100 \text{ кг}$$

и моментом

$$M = R_1 h = 24\,600 \text{ кг/см.}$$

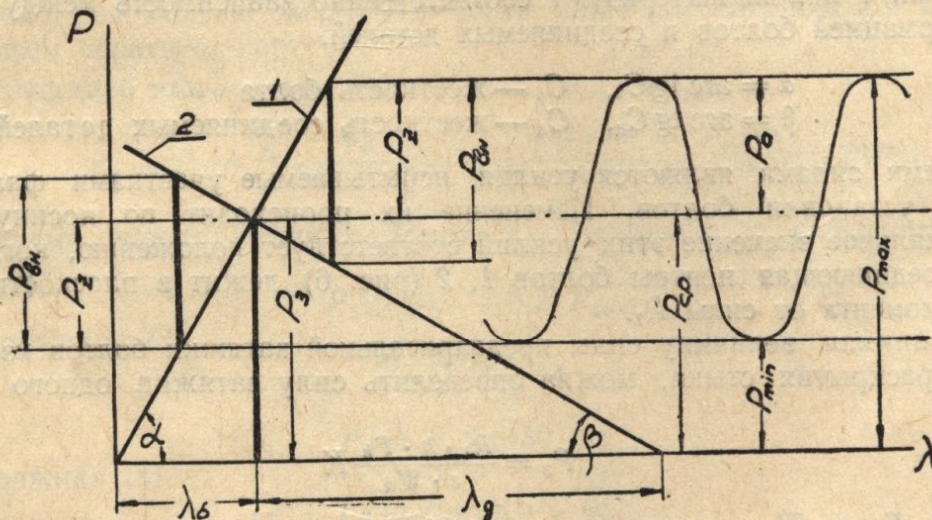


Рис. 5.

Крепление фланца к барабану было выполнено таким образом, что фланец торцом центрирующего пояска опирался на реактивные кольца, а между торцом барабана и фланцем имелся зазор. Вследствие этого при затягивании болтов нагрузка передавалась на реактивные кольца, что приводило к значительной податливости соединения.

Рассмотрим работу болтового соединения в этом случае.

Так как сила и момент, действующие на болтовое соединение, имеют постоянное направление, то каждый участок фланца в местах установки

болтов либо прижимается, либо отходит от торца барабана. Это приводит к нагружению болтов усилиями переменной величины.

Для обеспечения нераскрытия стыка соединению сообщалось предварительная затяжка (P_3). В результате этого имели место деформации: растяжение болта, сжатие реактивных колец, растяжение стенок барабана, изгиб и сжатие фланца.

Работу такого соединения можно представить следующей диаграммой (рис. 5).

На рис. 5: λ_b и λ_d — соответственно деформации болта и соединяемых деталей под действием силы затяжки P_3 .

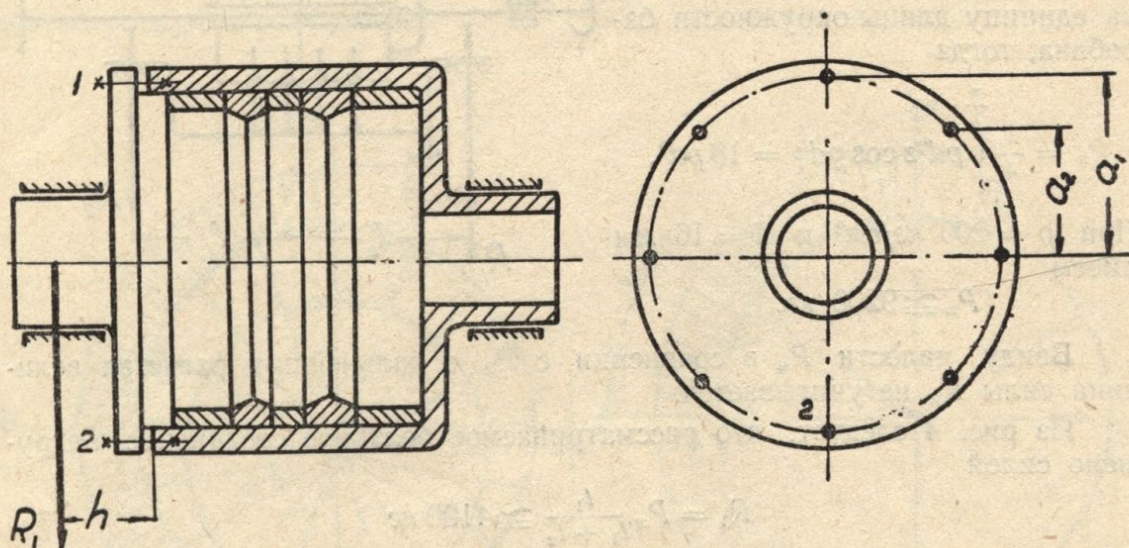


Рис. 6.

Лучи 1 и 2 характеризуют соответственно зависимость между силой и деформацией болтов и соединяемых деталей.

$$\alpha = \arctg C_b, \quad C_b \text{ — жесткость болта}$$

$$\beta = \arctg C_d, \quad C_d \text{ — жесткость соединяемых деталей.}$$

Внешними силами являются усилия, испытываемые участками фланца в местах установки болтов. Изменение их происходит по косинусоиде. Максимальное значение этих усилий соответствует положению, когда линия, соединяющая центры болтов 1, 2 (рис. 6) лежит в плоскости действия момента от силы R_1 .

Принимая величину силы предварительной затяжки болтов из условия нераскрытия стыка, можно определить силу затяжки одного болта как

$$P_3 = \frac{R_1 \cdot h \cdot F_k}{z \cdot W_k} K \quad (1)$$

где F_k и W_k — соответственно площадь и момент сопротивления торцевой поверхности реактивного кольца,

$K = (1,25 \div 1,5)$ — коэффициент запаса.

Если принять, что ось поворота фланца проходит через его центр в плоскости стыка перпендикулярно к плоскости действия момента, то внешняя нагрузка, отнесенная к наиболее нагруженному болту 1, (рис. 6) будет

$$P_{вн} = \frac{Ma_1}{2(a_1^2 + 2a_2^2)}. \quad (2)$$

Такой же силой по величине сжимается участок фланца, где расположен болт 2.

Очевидно, что в рассматриваемом случае постановка цилиндрических штифтов на окружности центров болтов не разгрузит болтовое соединение.

Тогда из диаграммы (рис. 5) имеем максимальное усилие, действующее на болт

$$P_{\max} = P_3 + P_2,$$

минимальное усилие

$$P_{\min} = P_3 - P_2,$$

среднее усилие

$$P_{\text{ср}} = P_3,$$

амплитудное усилие

$$P_a = P_2,$$

где

$$P_2 = P_{\text{вн}} \frac{C_6}{C_6 + C_d}.$$

При определении жесткости болта (C_6) длина деформируемого участка может быть принята от головки до середины завинченной части.

При определении жесткости соединяемых деталей (C_d) учитывались деформации: сжатие реактивных колец и растяжение барабана. Расчетной площадью сечений принят кольцевой сектор, длина дуги которого равна $4d$ болта.

В этом случае

$$C_6 = 0,83 \cdot 10^6 \text{ кг/см},$$

и

$$C_d = 0,32 \cdot 10^6 \text{ кг/см},$$

то есть в отличие от «обычных» соединений (где жесткость детали C_d в несколько раз больше жесткости болта C_6) в рассматриваемом соединении имеем обратную картину.

Вследствие этого амплитудная часть нагрузки

$$P_a = P_2 = P_{\text{вн}} \frac{C_6}{C_6 + C_d} = \frac{0,83 \cdot 10^6}{(0,83 + 0,32) \cdot 10^6} P_{\text{вн}} \cong 0,72 P_{\text{вн}}$$

в то время, как в обычных болтовых соединениях с предварительной затяжкой

$$P_a \cong (0,1 \div 0,2) P_{\text{вн}}.$$

Из выражения (2)

$$P_{\text{вн}} \cong 600 \text{ кг},$$

тогда

$$P_a = P_2 \cong 430 \text{ кг};$$

из выражения (1)

$$P_3 = P_{\text{ср}} \cong 675 \text{ кг}.$$

Амплитудные напряжения в ослабленном сечении болта М14

$$\sigma_a = 450 \text{ кг/см}^2,$$

средние напряжения

$$\sigma_{\text{ср}} \cong 700 \text{ кг/см}^2.$$

Коэффициент запаса при учете только напряжений растяжения: для болтов из углеродистой стали ($\sigma_{\text{пч}} \cong 60 - 70 \text{ кг/мм}^2$)

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\psi_\sigma \sigma_m + K_\sigma \sigma_a} = \frac{2100}{0,1 \cdot 700 + 5 \cdot 700} \cong 0,9$$

для болтов из хромоникелевой стали ($\sigma_{пч} = 990 - 100 \text{ кг/мм}^2$)

$$n_s = \frac{3400}{0,2 \cdot 700 + 6 \cdot 450} \cong 1,2.$$

В действительности болты испытывают (кроме растяжения) изгиб из-за поворота фланцев и кручение. Поэтому фактическое значение коэффициента запаса даже при выполнении болтов из хромоникелевой стали будет меньше единицы.

Учитывая изложенное, в конструкции соединения был устранен зазор между торцом барабана и фланцем. В результате этого реактивные кольца исключены из системы «болт — соединяемые детали». Такое изменение конструкции позволило отказаться от постановки дополнительных штифтов и даже при креплении фланца болтами из углеродистой стали избежать их поломок. После изменения конструкции соединения резко увеличилась жесткость соединяемых деталей

$$C_d = 4,75 \cdot 10^6 \text{ кг/см},$$

тогда

$$P_a = P_z \cong 0,15 P_{вн} \cong 90 \text{ кг}$$

и

$$\sigma_a \cong 95 \text{ кг/см}^2.$$

Коэффициент запаса прочности для болтов из углеродистой стали при учете напряжений растяжения

$$n_s = \frac{2100}{0,1 \cdot 700 + 5 \cdot 95} \cong 3,7$$

для болтов из хромоникелевой стали

$$n_s = \frac{3400}{0,2 \cdot 700 + 6 \cdot 95} \cong 4,8.$$

Из рассмотренного можно сделать вывод, что напряженное состояние деталей в ряде случаев зависит от конструктивного решения, на первый взгляд, малозначащих элементов узлов и что их правильное конструирование дает возможность повысить несущую способность узлов без увеличения размеров и веса деталей.

В частности, при проектировании болтовых соединений, подверженных действию переменных нагрузок, этого можно достичь, как показано, путем повышения жесткости соединяемых деталей и уменьшения жесткости болтов.