

# ДОПУСТИМЫЕ НАГРУЗКИ ОТ ТРУБОПРОВОДОВ НА ПАТРУБКИ НАСОСОВ



**Виктор Магалиф**,  
заместитель  
директора ООО  
«НТП Трубопровод»,  
г. Москва

Допустимые значения, которые обычно предоставляют заводы – изготовители, определяются условиями нормальной работы насосов. Однако нужно иметь в виду, что разнородность внутренних деталей агрегатов с движущимися частями, как правило, не позволяет с достаточной точностью определять эти нагрузки. Поэтому изготовители вынуждены полагаться на отдельные опытные данные или экстраполировать результаты случайных испытаний, что приводит (нередко в разы) к искусственному занижению допустимых нагрузок. Излагаемые ниже положения основаны на опыте, накопленном в нефтеперерабатывающей и нефтехимической отраслях, но, в случае необходимости, их можно использовать и в других сферах.

Как же оценить передаваемые на насос нагрузки без риска нарушения его нормальной работы?

По данным американской фирмы «Келлогг» [1], специализирующейся в области проектирования и строительства установок нефтехимических производств, допустимые нагрузки на патрубки насосов обеспечиваются при соблюдении следующего приближенного критерия:

$$\sigma \leq \frac{6261}{\sqrt{D_a}},$$

где  $\sigma = \frac{M}{W}$  – напряжение от изгиба трубопровода (в месте его примыкания к патрубку насоса) от всех воздействий, кг/см<sup>2</sup>;

$D_a$  – наружный диаметр трубопровода, мм.

Как показывают расчеты, для малых диаметров  $\sigma$  составляет 40% (и более) от номинального допускаемого напряжения  $[\sigma]$ , а для больших – только 15%.

Обычно для оценки используются не напряжения, а нагрузки. На патрубок насоса в общем случае действуют три пары нагрузок (**рис. 1**):

- $S_{RX}, M_{RX}$  – относительно оси вала насоса (**ось 1 на рис. 2**),
- $S_{RY}, M_{RY}$  – относительно оси основания насоса (**ось 5 на рис. 2**),
- $S_{RZ}, M_{RZ}$  – относительно вертикальной оси.

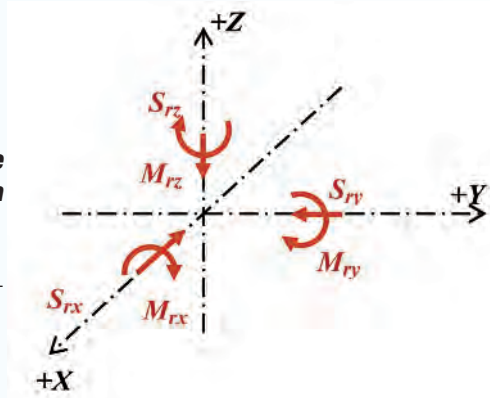
Допустимая нагрузка, предложенная фирмой «Келлогг» на основании приведенного выше критерия для  $\sigma$ , определяется по формуле:

$$1000 M_R + 4D_a S_R \leq 25.3D_a^2,$$

или то же самое:

$$M_R + 0,004D_a S_R \leq 0,0253D_a^2.$$

**Рис. 1. Усилия, передаваемые трубопроводом на патрубок насоса**



Здесь:

$M_R$  – суммарный момент в месте примыкания трубопровода к патрубку насоса, кгм:

$$M_R = \sqrt{M_{Rx}^2 + M_{Ry}^2 + M_{Rz}^2},$$

$M_{RX}, M_{RY}, M_{RZ}$  – компоненты момента  $M_R$  вокруг осей X, Y, Z, кг·м;

$S_R$  – суммарная сила в месте примыкания трубопровода к патрубку насоса, кг:

$$S_R = \sqrt{S_{Rx}^2 + S_{Ry}^2 + S_{Rz}^2},$$

$S_{RX}, S_{RY}, S_{RZ}$  – компоненты силы  $S_R$  вдоль осей X, Y, Z, кг;

$D_a$  – наружный диаметр трубопровода, мм.

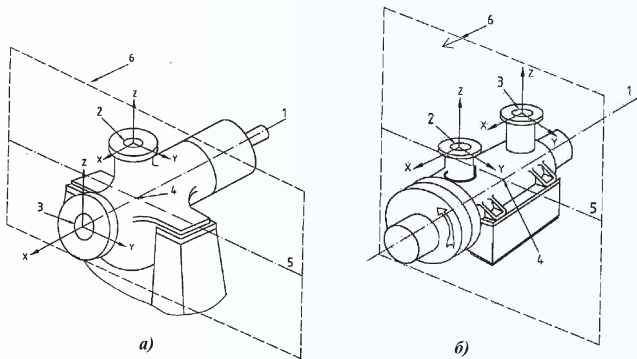
Допустимые значения приведенной нагрузки для наиболее распространенных наружных диаметров представлены в **табл. 1**.





**Таблица 1. Допустимые значения приведенной нагрузки на патрубок насоса**

$D_a$ , мм	108	159	219	426	530	630
$M_R + 0,004 D_a S_R$ , КГМ	295,1	639,6	1 213	4 591	7 107	10 042



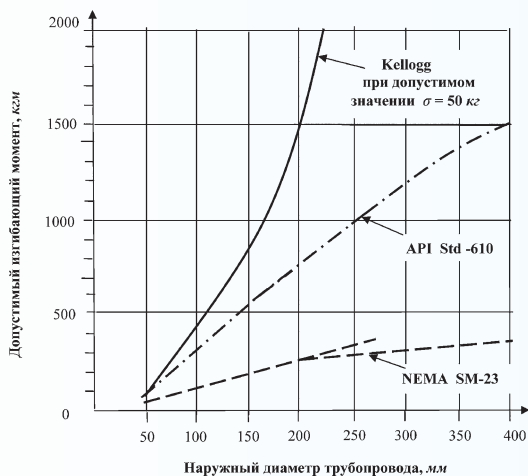
**Рис. 2. К определению допустимых нагрузок на насосы: а – опирание на две точки, б – опирание на четыре точки**

Если имеются несколько патрубков (рис. 2), допустимые нагрузки рассчитываются по такой же формуле, в которой вместо наружного диаметра трубопровода фигурирует расчетный эквивалентный диаметр:

$$1000 M_C + 4 D_C S_C \leq 25,3 D_C^2,$$

$$D_C = \sqrt{D_{a1}^2 + D_{a2}^2}.$$

Здесь  $D_{a1}$ ,  $D_{a2}$  – диаметры трубопровода в местах примыкания к патрубкам насоса, мм.



**Рис. 3. Допустимые изгибающие моменты на патрубок насоса**

Суммарный момент, передаваемый на

насос от обоих патрубков:

$$M_C = \sqrt{M_{C_x}^2 + M_{C_y}^2 + M_{C_z}^2},$$

а суммарная сила:

$$S_C = \sqrt{S_{C_x}^2 + S_{C_y}^2 + S_{C_z}^2}.$$

Компоненты  $M_C$ ,  $S_C$  определяются как алгебраическая сумма (с учетом знаков) для каждой пары:

$$M_{C_x} = M_{R_{x2}} + M_{R_{x3}}, \quad S_{C_x} = S_{R_{x2}} + S_{R_{x3}},$$

$$M_{C_y} = M_{R_{y2}} + M_{R_{y3}}, \quad S_{C_y} = S_{R_{y2}} + S_{R_{y3}},$$

$$M_{C_z} = M_{R_{z2}} + M_{R_{z3}}, \quad S_{C_z} = S_{R_{z2}} + S_{R_{z3}}.$$

Разница между слагаемыми в обоих вариантах не должна превышать 50-ти процентов от наибольшего значения из этих двух величин. Иными словами – как для отдельного патрубка, так и для агрегата в целом должны соблюдаться условия:

$$|M_R - 0,004 D_a S_R| \leq 0,5 \max(M_R; 0,004 D_a S_R);$$

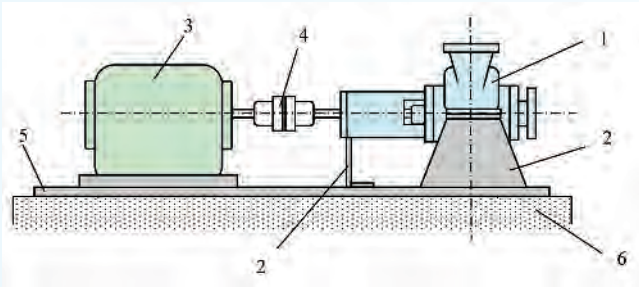
$$|M_C - 0,004 D_C S_C| \leq 0,5 \max(M_C; 0,004 D_C S_C).$$

Аналогичная методика определения допустимых нагрузок содержится в стандарте API 610 Американского института нефти [2]. Причем допускаемые нагрузки на патрубки насосов согласно этому стандарту получаются более низкими. Стандарт API 610 идентичен ISO 13709:2009 и полностью вошел в ГОСТ 32601–2013 «Насосы центробежные для нефтяной, нефтехимической и газовой промышленности. Общие технические требования» [4].

На рис. 3 приведены сравнительные данные для изгибающих моментов по американским стандартам и критерию фирмы «Келлогг» для допустимого значения  $\sigma = 50$  кг/см<sup>2</sup> (если принять меньшее значение, кривая сместится вправо).

Для увеличения допустимых нагрузок важную роль играет равнопрочность основных элементов насосного агрегата. Агрегат условно можно расчленить на отдельные части, показанные на рис. 3. Корпус насоса 1 (литье) и фундамент 6 являются, как правило, самыми прочными элементами конструкции. Но станина 2 и опорная рама 5 заводами – изготовителями нередко рассчитываются лишь на восприятие веса, поэтому жесткость на изгиб этих элементов оказывается

недостаточной для восприятия горизонтальных нагрузок и изгибающих моментов от примыкающих трубопроводов. В результате появляется опасность расцентровки валов электродвигателя и насоса в узле стыковки 4.



**Рис. 4. Типовая схема насосного агрегата:**  
**1 – корпус насоса; 2 – основание (станина);**  
**3 – электродвигатель; 4 – стыковочный узел;**  
**5 – опорная рама (плита); 6 – фундамент**

И еще одно весьма важное обстоятельство. Допускаемые нагрузки, которые трубопровод передает на агрегаты с движущимися частями, устанавливаются только для рабочего состояния.

Поэтому требовать их соблюдения в холодном (нерабочем) состоянии трубопровода или в режиме гидроиспытаний неправомерно.

В заключение следует отметить, что при заказе оборудования желательно в опросных листах указывать нагрузки на патрубки насосов с тем, чтобы завод – изготовитель мог предусмотреть соответствующее усиление их опорной части.

#### Литература

1. L.-C. Peng and A.O. Medellin, Rethinking the Allowable Pipe on Rotating Equipment Nozzles, the M.W. Kellogg Company, Houston, Texas, 2000.

2. ANSI/API STD 610, Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical and Gas Industry Services, American Petroleum Institute, tenth edition, October 2004.

3. NEMA SM-23-1991 (R 1997, R 2002), Steam Turbines for Mechanical Drive Service, copyright 2002.

4. ГОСТ 32601-2013 (ISO 137009:2009), Насосы центробежные для нефтяной, нефтехимической и газовой промышленности. Общие технические требования, Москва, Стандартинформ, 2014.



Виставка промислового обладнання  
для виробничих підприємств

# Техно ПРИВІД

21-24  
КВІТНЯ  
2015



Тематика виставки:

- КОМПРЕСОРИ • ЕЛЕКТРОДВИГУНИ • ПНЕВМАТИКА
- НАСОСИ • РЕДУКТОРИ • ГІДРАВЛІКА • АРМАТУРА



З питань участі у виставці: +380 (44) 461-9301, Юрій Ченський, chenskiy@eindex.kiev.ua

[www.technoprivod.euroindex.ua](http://www.technoprivod.euroindex.ua)

Організатор Виставковий центр

Генеральний  
телевізійний партнер

Інформаційні партнери

