

УДК 621 226

Г.А. ВАСИЛЕНКО, С.А. МАЛЮШКИН

*Государственное предприятие «Харьковское агрегатно-конструкторское бюро»,
Украина***ЖЕСТКОСТЬ ПЛУНЖЕРА И РАБОТОСПОСОБНОСТЬ ПАРЫ ТРЕНИЯ
ПЛУНЖЕРА С ЦИЛИНДРОМ АКСИАЛЬНО-ПЛУНЖЕРНОГО НАСОСА**

Приведены силы, действующие на плунжер аксиально-плунжерного насоса. Предложено условие достаточной жесткости плунжера, а также рассмотрены параметры работоспособности пары трения плунжера с цилиндром.

плунжер, давление, изгибающий момент, прогиб, длина, жесткость, работоспособность

Введение

Пара трения плунжера с цилиндром (плунжерная пара) играет важную роль в работе насоса. Неправильно выбранный зазор между плунжером и цилиндром приводит к заклиниванию данной пары, если зазор мал, а в противном случае – обуславливает заниженный объемный КПД насоса.

В данной работе приведено условие достаточной жесткости плунжера, т.е. условие нормальной работы насоса, когда выбранный зазор между плунжером и цилиндром исключает заклинивание.

Для увеличения удельного объема насоса необходимо увеличивать угол подачи, что приводит к увеличению вылета плунжера из блока цилиндров, а это ведет к повышенным нагрузкам на него. В этом случае необходимо правильно выбрать минимальную длину контакта плунжера с цилиндром.

Для оценки работоспособности данной пары приведены параметры её работоспособности.

Силы, действующие на плунжер

Схема нагружения плунжера представлена на рис. 1.

Сила давления рабочей жидкости

$$F_{жс} = S_u \cdot p,$$

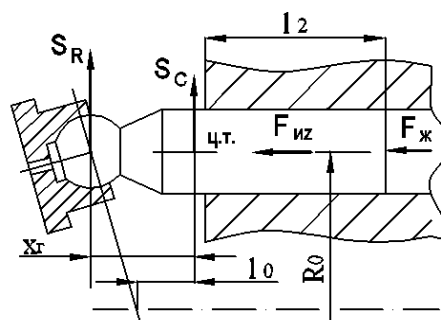


Рис.1. Схема нагружения плунжера

где S_u – площадь плунжера,

$$S_u = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4};$$

d_1 – диаметр плунжера;

p – давление в подплунжерном пространстве.

Сила инерции плунжерной группы

$$F_{uz} = -M_z \cdot z'',$$

где M_z – масса плунжерной группы (плунжера с башмаком);

$z''_{\max}$ – максимальное ускорение плунжера,

$$z''_{\max} = -R_0 \cdot \left(\operatorname{tg} \psi \cdot \cos \varphi - \frac{\operatorname{tg} \chi}{\cos \varphi} \cdot \sin \varphi \right) \cdot \omega^2;$$

$$z''_{\max} = z''_{\varphi=\pi} = -R_0 \cdot \operatorname{tg} \psi \cdot \omega^2;$$

R_0 – радиус расположения цилиндров;

ψ – угол наклона люльки;

φ – текущий угол,

$$\varphi = \omega \cdot t ;$$

ω – угловая скорость вращения,

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} ;$$

n – угловая частота вращения вала;

χ – дополнительный угол наклона люльки.

Центробежная сила плунжерной группы

$$S_c = M_z \cdot R_0 \cdot \omega^2 .$$

Радиальная составляющая сил инерции и давления рабочей жидкости

$$S_R = (F_{жс} + F_{uz}) \cdot \operatorname{tg} \psi .$$

Определение суммарных погонных сил в точках контакта плунжера с цилиндром

Предположения:

а) усилия, приложенные к плунжеру, уравниваются равномерно распределенной по опорной поверхности погонной нагрузкой g_1 (рис. 1);

б) момент от этих усилий уравнивается равномерно убывающей погонной нагрузкой g_2 , действующей на половине опорной поверхности с каждой стороны плунжера (рис. 2).

Суммарная погонная сила в верхней точке контакта плунжера с цилиндром, обусловленная нагрузками S_R и S_c ,

$$g_s^e = g_R^e + g_c^e ,$$

где

$$g_R^e = \frac{S_R}{l_2} + \frac{6 \cdot M_R}{l_2^2} ;$$

$$g_c^e = \frac{S_c}{l_2} + \frac{6 \cdot M_c}{l_2^2} .$$

$$M_R = S_R \cdot \left(\frac{l_2}{2} + l_0 + z \right) ;$$

$$M_c = S_c \cdot \left(\frac{l_2}{2} + l_0 + z - x_z \right) ;$$

l_0 – расстояние от плоскости, проходящей через

центры сфер плунжеров до торца блока цилиндров;

z – максимальное осевое перемещение плунжера,

$$z = R_0 \cdot \left(\operatorname{tg} \psi \cdot \cos \varphi - \frac{\operatorname{tg} \chi}{\cos \psi} \cdot \sin \varphi \right) +$$

$$b_x \cdot \operatorname{tg} \psi + b_z \cdot \left(1 - \frac{1}{\cos \psi} \right) ;$$

b_x – смещение оси люльки по оси 0X;

b_z – смещение оси люльки по оси 0Z;

l_2 – длина поверхности контакта плунжера с цилиндром при максимальном вылете из него;

x_z – координата центра тяжести плунжерной группы.

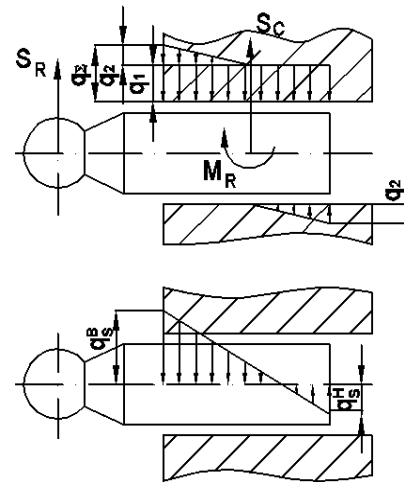


Рис. 2. Определение суммарных погонных сил в точках контакта плунжера с цилиндром

Суммарная погонная сила в нижней точке контакта плунжера с цилиндром, обусловленная нагрузками S_R и S_c :

$$g_s^h = g_R^h + g_c^h ,$$

$$\text{где} \quad g_R^h = \frac{S_R}{l_2} - \frac{6 \cdot M_R}{l_2^2} , \quad g_c^h = \frac{S_c}{l_2} - \frac{6 \cdot M_c}{l_2^2} .$$

Эпюра изгибающих моментов

Уравнение изгибающего момента, как функция от длины плунжера, начиная с его торца:

$$M(x) = \frac{g_S^H}{2} \cdot x^2 - \frac{g_S^H}{6 \cdot l_4'} \cdot x^3,$$

где
$$l_3' = \frac{g_S^6 \cdot l_2}{g_S^6 + |g_S^H|}; \quad l_4' = l_2 - l_3'.$$

Из рис. 1 и 3 видно, что $l_1' = x_2$; $l_2' = l_1 - x_2$.

На рис. 3 представлена эпюра распределения изгибающих моментов по длине плунжера.

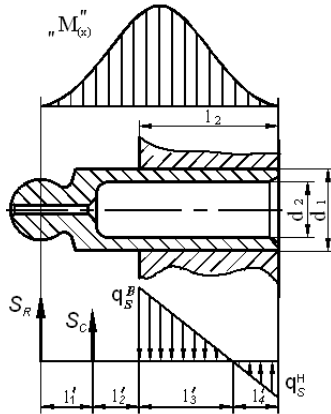


Рис. 3. Эпюра распределения изгибающих моментов по длине плунжера

Максимальный изгибающий момент имеет место при $x = 2 \cdot l_4'$.

Жесткость плунжера

Основное дифференциальное уравнение упругой линии для малых деформаций [1]:

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = -\frac{M(x)}{E \cdot I},$$

где E — модуль упругости материала плунжера;

I — момент инерции поперечного сечения плунжера,

$$I = \frac{\pi}{64} (d_1^4 - d_2^4).$$

Подставляем выражение для $M(x)$ в уравнение упругой линии и решаем его относительно y , удовлетворяя граничным условиям $\frac{dy}{dx} \Big|_{x=0} = 0$ и

$y|_{x=0} = 0$, находим постоянные интегрирования

$c = 0$ и $c_1 = 0$. В итоге имеем уравнение для прогиба плунжера:

$$y = \frac{1}{E \cdot I} \cdot \left(\frac{g_S^H}{30 \cdot l_4'} \cdot x^5 + \frac{g_S^H}{8} \cdot x^4 \right).$$

Радиальное перемещение u наружной поверхности плунжера [2]:

$$u = \frac{d_1}{2 \cdot E} \cdot \frac{2 \cdot k^2}{1 - k^2} \cdot p,$$

где $k = \frac{d_1}{d_2}$ — коэффициент толстостенности.

Угол между осью плунжера и осью цилиндра, обусловленного диаметральным зазором, (рис. 4):

$$\alpha = \arctg \left(\frac{\delta - 2 \cdot u}{l_2} \right),$$

где δ — диаметральный зазор между плунжером и цилиндром.

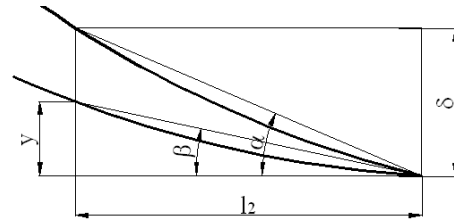


Рис. 4. Угол между осями плунжера и цилиндра

Угол между хордой, проведенной через верхнюю и нижнюю точки деформированной оси плунжера и касательной к оси плунжера в нижней точке контакта, (рис. 4):

$$\beta = \arctg \left(\frac{y}{l_2} \right),$$

где y — прогиб плунжера при $x = l_2$ (рис. 4).

Условие достаточной жесткости плунжера

$$\beta \leq \alpha.$$

Работоспособность пары трения плунжера с цилиндром

Оценка работоспособности плунжера с цилиндром, как пары трения, производится по максималь-

ным давлениям смятия в паре трения $\sigma_{см}$, максимальной скорости плунжера V_{max} , показателю удельной работы $P \cdot V$ и пути, пройденному плунжером за время работы S . Предполагается, что величина пути S характеризует определенную допустимую величину износа элементов пары, которая не нарушает работоспособности ни пары, ни всего агрегата в целом.

Максимальные давления смятия, Н/м^2 , равно

$$\sigma_{см} = P_{max} = \frac{\pi \cdot g_s^6}{2 \cdot d_1}.$$

Максимальная скорость плунжера, м/с , равно

$$V_{max} = |z'|_{max}.$$

Показатель удельной работы, $\text{Н/м}^2 \cdot \text{м/с}$, равно

$$P \cdot V = P_{max} \cdot V_{max}.$$

Путь, пройденный плунжером под нагрузкой в зоне нагнетания за время работы, м , равно

$$S = 2 \cdot R_0 \cdot \text{tg} \psi \cdot n \cdot 60 \cdot T_{pec},$$

где T_{pec} — назначенный ресурс, ч.

На рис. 5 представлена зависимость показателя удельной работы от длины поверхности контакта плунжера с цилиндром при максимальном вылете из него для насоса плунжерного НП148Н, имеющего следующие исходные данные и результаты расчета:

$d_1=12$ мм, $R_0=22$ мм, $\psi=17$ град, $p=21$ МПа, $M_z=0.02$ кг, $n=5500$ мин^{-1} , $l_0=7.8$ мм, $l_2=21$ мм, $T_{pec}=6000$ ч, $P_{max}=3.08 \cdot 10^7$ Н/м^2 , $V_{max}=3.87$ м/с , $P \cdot V=1.19 \cdot 10^8$ $\text{Н/м}^2 \cdot \text{м/с}$, $S=26.7 \cdot 10^6$ м.

Из рис. 5 видно, что при уменьшении длины поверхности контакта плунжера с цилиндром уменьшается работоспособность этой пары, т.е. увеличивается ее показатель удельной работы. Накопленный опыт показал, что пара плунжер с цилиндром аксиально-плунжерного насоса хорошо работает, когда показатель удельной работы не превышает значения

$$P \cdot V = 1.6 \cdot 10^8 \text{ Н/м}^2 \cdot \text{м/с}.$$

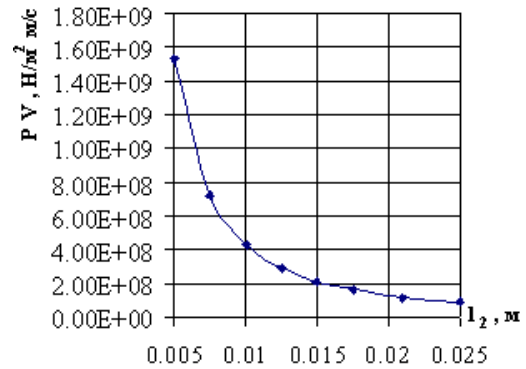


Рис. 5. Зависимость показателя удельной работы от длины поверхности контакта плунжера с цилиндром

Заключение

Предложенная методика была применена на стадии проектирования для плунжерной пары аксиально-плунжерного насоса НП148Н, который предназначен для подачи в гидросистему объекта рабочей жидкости под давлением. С ее помощью были выбраны оптимальный зазор между плунжером и цилиндром, а также минимальная длина контакта плунжера с цилиндром, что позволило обеспечить необходимую работоспособность насоса и высокий объемный КПД.

Литература

1. Биргер И.А., Пановко Я.Г. Прочность, устойчивость, колебания. Т1. — М.: Машиностроение, 1968. — 832 с.
2. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. — К.: Наук. думка, 1988. — 736 с.

Поступила в редакцию 5.06.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Д.Ф. Симбирский, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.