# Расчёт бака

## Подбор толщины обечайки, днищ и площади сечения шпангоутов бака и расчёт напряжений в обечайке

选择罐壳厚度、底部和罐顶横截面积，计算罐壳应力

Материал бака имеет следующие характеристики:

AMG-6 坦克的材料具有以下特点：

- предел прочности; 拉伸强度；

- предел пропорциональности; 比例极限；

- условный предел текучести материала. 是材料的条件屈服强度。

- модуль упругости.

Расчётная схема бака приведена на 0.

水箱的设计图如图 0 所示。



– Расчётная схема проектируемого бака.

* 1. -Данные для расчета бака

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| R, см | R0,см | l,м | H, м |  |  |  |  |  |  |  |
| 165 | 245 | 2.4 | 3.0 | 3.5 | 1140 | 0.18 | 330 | 140 | 90 | 1.2 |

Эксплуатационное значение внутреннего давления в точке стыка обечайки нижнего днища подсчитывается по формуле:

下底壳接合点处的内压工作值根据公式计算：

,

где

- эксплуатационное значение давления наддува бака;

- плотность жидкости в баке;

- высота столба жидкости;

- эксплуатационное значение осевой перегрузки (продольной).

.

Высота днища бака определяется по формуле:

.

Где

- радиус обечайки;

- радиус днища.

.

Максимальное эксплуатационное значение внутреннего давления определяется по формуле: 内部压力的最大工作值由公式确定：

.

Тогда

.

Толщина обечайки находится из условия: **外壳的厚度**是根据条件计算出来的：

,

где

- коэффициент, учитывающий ослабление материала сварным швом;

该系数考虑了焊接对材料的削弱作用；

- коэффициент безопасности.

Тогда

.

Принимаем толщину обечайки .

Меридиональные расчётные напряжения определяются по формуле:

经向设计应力由公式确定：

.

Где

- эксплуатационное значение осевой силы;

- эксплуатационное значение изгибающего момента.

,

.

Максимальное расчётное касательное напряжение: 最大设计切向应力

.

Где

- эксплуатационная перерезывающая сила.

Толщина нижнего днища бака подсчитывается следующим образом:

**水箱底部的厚度**计算如下

.

Принимаем из ряда толщин .

Для верхнего днища бака имеем: 对于**水箱的上底部**，我们有

.

Принимаем из ряда толщин .

Угол (0) определяется как:

.

.

Для вычисления значения проводятся следующие построения (0).

要计算 F 值，需要执行以下结构 (0)。



– Определение площадей.

Эффективные участки обечайки и , работающие совместно со шпангоутом, вычисляются по следующим формулам:

与撑杆一起工作的有效壳体截面 l 和 l\_0 用以下公式计算：

,

.

Где

- коэффициент, зависящий от величины угла

,

.

Угол (0) вычисляется по формуле:

.

Величина определяется как:

【什么鬼公式】

.

Вычислим первую составляющую площади давления:

.

Вторая составляющая площади давления равна:

Расчётная осевая сила, действующая на шпангоут, равна:

计算得出的作用在撑杆上的轴向力等于：

.

Потребная площадь сечения шпангоута:

.

Примем . Поперечное сечение распорного шпангоута возьмём в виде прямоугольного треугольника (0).

我们把间隔撑杆的横截面看作一个矩形三角形 (0)。



Поперечное сечение распорного шпангоута

让我们根据 m 等于零的条件来选择横截面尺寸。(a1,b1是三角形形心)

Размеры поперечного сечения подберем из условия равенства нулю m.

;

;

## 3.2 Расчёт бака на устойчивость под действием нормальных и касательных напряжений

法向应力和切向应力下的油箱稳定性计算

Коэффициент устойчивости, получаемый в предположении о равномерности сжатия бака по сечению и отсутствия внутреннего давления, подсчитывается по формуле:

稳定系数的计算公式为：假定罐体横截面压缩力均匀且无内压：

.[计算公式需要更改]

Коэффициент, учитывающий влияние внутреннего давления в баке, определяется по формуле:

考虑到罐体内部压力影响的系数由公式确定：

Где

.

Тогда

.

Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения сжимающих напряжений по сечению бака, обусловленную действием изгибающего момента:

考虑到弯矩作用导致油箱横截面上压应力分布不均匀的系数：

.

Коэффициент, учитывающий влияние пластических деформаций материала бака принимаем для первого приближения, т.е. считаем, что оболочка работает в упругой области.

我们取 k\_i^{left(1\right)}=1 **作为第一近似值**，即认为壳体在弹性区域工作。

Общий коэффициент устойчивости подсчитывается по формуле:

.

В первом приближении

.

Критическое напряжение, соответствующее потери устойчивости бака, находится как:

罐体失去稳定性时的临界应力为

.

Для первого приближения имеем

Интенсивность напряжений определяется по формуле:

应力强度由公式确定：

где ,

.

Тогда ,

т.к. , то .

При - касательный модуль диаграммы растяжения бака во втором приближении. 是第二近似值下水箱拉伸图的切线模量。

При - секущий модуль диаграммы растяжения бака во втором приближении.

**第二近似值**中水箱拉伸图的正割模量。

Для алюминиевого сплава :

用于铝合金 AMG-6：E\_c

.

Коэффициент устойчивости во втором приближении будет равен

第二近似值的稳定系数等于

.

Вычислим критическое напряжение во втором приближении

让我们用第二近似法计算临界应力

Дальнейшие вычисления приведены в приложении .

进一步的计算见附录。

Для .

Вычисления проводятся до тех пор, пока в двух соседних приближения не будут отличаться менее чем на два процента.

计算一直进行到两个相邻近似值的 σKRs 相差小于百分之二为止。

В результате вычислений получаем (см. приложение ).

计算结果为 σKR=8,3499 兆帕（见附录）。

Коэффициент запаса: 库存系数：

где - меридиональное напряжение сжатия. 经向压应力

Следовательно, сжимающие напряжения опасные, поэтому необходимо выбрать другую конструкцию бака. Необходимо выбрать большую толщину обечайки.

因此，压应力是危险的，所以必须选择另一种罐体设计。必须选择更大的罐壳厚度。

Критические касательные напряжения вычисляются по формуле:

临界切向应力用公式计算：

,

где .

**- расстояние между шпангоутами.**

**l 是支柱之间的距离。**

,

где - критическое внешнее избыточное давление.

其中 RCP 为临界外部超压。

.

.

В первом приближении ,

.

Интенсивность напряжений в первом приближении:

第一近似值的应力强度：

,

где ,[见正应力计算]

.

Тогда .

,

,

Для .

Результаты вычислений, выполненных в программе tcr.exe, реализующей метод последовательных приближений, приведены в приложении .

程序 tcr.exe 实现了逐次逼近法，计算结果见附录。

Вычисления проводятся до тех пор пока в двух соседних приближения не будут отличаться менее чем на один процент.

计算一直进行到两个相邻近似值的 τKR 相差小于百分之一为止。

По результатам вычислений окончательно принимаем .

Коэффициент запаса:

.

где - максимальное расчётное касательное напряжение.

其中，\tau\_{max}^P 为最大设计切向应力。

Коэффициент значит, бак теряет устойчивость от действия касательных напряжений. Необходимо выбрать большую толщину обечайки

系数 \eta<1 意味着罐体会因切向应力而失去稳定性。有必要选择较大的壳。