

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

ТРАНСПОРТНОЕ, ГОРНОЕ И СТРОИТЕЛЬНОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

Викулов, М.А.,

зав. кафедрой горных машин ГФ,
СВФУ им. М.К. Аммосова,
профессор

Vikulov, M.A.

the man. dep. of miningmachines MF,
SEFU of M.K. Ammosov, the professor

Овчинников, Н.П.,

аспирант кафедры горных машин
ГФ, СВФУ им. М.К. Аммосова

Ovchinnikov, N.P.,

the post-graduate student of the de-
partment of miningmachines MF, SE-
FU of M.K. Ammosov

РАСЧЕТ СТАТИЧЕСКОЙ ПРОЧНОСТИ ВАЛА НАСОСА

Аннотация. В статье рассматриваются процессы моделирования и расчета статической прочности вала насоса двустороннего действия с помощью современных систем автоматизированного проектирования.

CALCULATION OF STATIC DURABILITY OF PUMP'S SHAFT

SUMMARY. This article explores processes of modeling and calculation of static durability of pump's shaft of the bilateral action, by means of modern systems the automated designing.

Ключевые слова: статическая прочность, насос, нагрузки, вал, напряжение, деформация.

Key words: static durability, pump, loadings, shaft, pressure, deformation.

Расчет статической прочности вала насоса Д200-36в САПР «APMWinMachine» является проверочным. Для вала заданной формы вычисляются значения наибольших эквивалентных напряжений в поперечном сечении и изменения этих напряжений по длине. Как правило, форма и геометрические размеры вала определяются из конструктивных соображений. Расчет должен подтвердить или опровергнуть предложенную конструктором конструкцию с

точки зрения статической прочности. Заметим, что статическая прочность не является единственным критерием проверки правильности выбора насоса.

К остальным критериям относим [4, 5]:

- расчеты деталей насоса на динамическую устойчивость;
- расчет гидростатического давления в проточной части насоса;
- расчет напряженно-деформируемого состояния насоса;

Окончательный вывод может быть сделан только при проверке всех данных критериев.

В качестве исходных данных при расчете статической прочности насоса марки, задействованы следующие нагрузки [5]:

- сосредоточенные и распределенные радиальные силы;
- масса вала с учетом всех закрепленных на нем деталей;
- моменты кручения;
- моменты, обратные моменту кручения;
- центробежная сила инерции;

Необходимо также указать условия закрепления вала насоса, задав конечное число опор (количество опор у данного типа насоса равняется двум). Опоры являются шарнирно-жесткими [3].

Расчет статической прочности включает в себя определение моментов изгиба и кручения в выбранных сечениях, а также расчет напряжений изгиба и кручения.

Расчеты нормальных напряжений поперечного сечения выполняются методами сопротивления материалов, а расчеты напряжений кручения – методом конечных элементов.

Прочность вала оценивается величиной эквивалентных напряжений, рассчитанных, исходя из гипотезы максимальных касательных напряжений.

Результаты расчета моментов изгиба представляются в виде эпюр, построенных в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. Крутящие моменты и результаты расчета эквивалентных напряжений представляются в виде графика их изменения по длине вала.

В качестве дополнительных параметров вычисляются величины реакций опор, которые необходимы для расчета сопряженных элементов

Согласно работам [2, 4] расчет на статическую прочность проводим для трех расчетных режимов подачи:

- Нулевой (режим закрытой задвижки) $Q_{\text{нул.}}$
- Оптимальный $Q_{\text{опт.}}$
- Максимальный (режим перегрузки) $Q_{\text{макс.}}$

Согласно натурным испытаниям и ГОСТу 6134 – 2007 [1] получены параметры для расчета статической прочности вала насоса марки Д200-36 (см. табл. 1).

Таблица 1

Параметры насоса при различных режимах работы

обозначение	значение	нулевой	оптимальный	перегрузки
Q, куб.м/ч	подача	0	200,5	277,3
H, м	напор	39,1	37,1	29,3
N, кВт	мощность	17,3	27,85	36,8

Произведем расчет необходимых нагрузок.

Расчет радиальной силы выполняется по следующей формуле:

$$R = K_R \left[1 - \frac{Q_T}{Q_{opt}} \right]^2 \rho H D_2 b_2 \quad (1.1),$$

где K_R – коэффициент радиальной силы; Q_T – текущая подача, в $м^3/ч$; Q_{opt} – подача в оптимальном режиме, в $м^3/ч$; ρ – плотность жидкости, $1000 кг/м^3$; g – ускорение свободного падения, $9,8 м/с^2$; H – текущий напор, в м; D_2 – диаметр рабочего колеса, $0,35 м$; b_2 – ширина рабочего колеса на выходе, $0,04 м$.

Крутящий момент определим по формуле:

$$M_{кр} = 9750 \frac{P}{n} \quad (1.2),$$

где P – потребляемая мощность насоса, в кВт; n – частота вращения вала, 1450 об/мин.

Для определения момента, обратного моменту кручения, возникающего в рабочем колесе, используют следующую формулу [11,100]:

$$M_{обр} = M_{кр} - (M_1 + M_2 + M_3) \quad (1.3),$$

где $M_{кр}$ – крутящий момент на валу; M_1 – момент трения лопаток рабочего колеса насоса с жидкостью; M_2 – момент трения в подшипниках; M_3 – момент трения в сальниковых уплотнениях.

Расчет центробежной силы выполняется по следующей формуле:

$$F_u = m \omega^2 e \quad (1.4),$$

где m – масса ротора, 17 кг; e – эксцентриситет рабочих колес, в мм;

ω – частота вращения, 152 рад/сек.

Значения динамических нагрузок приведены в табл. 2.

Таблица 2

Значения нагрузок для различных режимов работы насоса

Режим работы	Радиальная сила, в кН	Крутящий момент, в Н*м	Обратный момент, в Н*м
нулевой	1690	94,13	94,13
оптимальный	8	168,1	168,1
перегрузки	1166	221,9	221,9

На рисунке 1 показано нагружение модели насоса полученными значениями нагрузок в модуле «APMBeam», САПР «APMWinMachine».

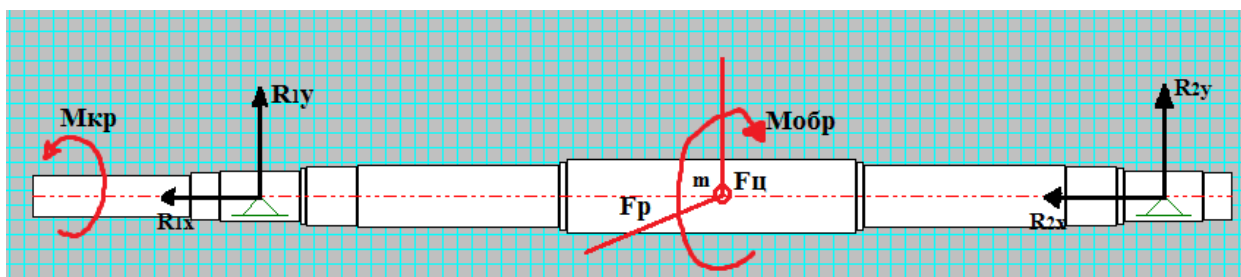


Рисунок 1. Нагружение вала насоса Д200-36 в «APMBeam»:

F_p – радиальные нагрузки; $M_{кр}$ – моменты кручения; $M_{обр}$ – моменты, обратные моментам кручения; m – масса вала; $F_{ц}$ – центробежная сила инерции неуравновешенных масс; R_1 и R_2 – реакции опор.

Согласно работам [5], момент кручения $M_{кр}$ задается модели в точке передачи механической энергии от электродвигателя к валу насоса. Момент $M_{обр}$, обратный моменту кручения, центробежная сила инерции $F_{ц}$, значение массы вала m расположены в центре модели вала. Момент $M_{обр}$ имитирует сопротивление жидкости движению рабочего колеса. Центробежная сила инерции характеризует остаточный дисбаланс рабочего колеса и вала насоса.

Расчет статической прочности рассмотрим на примере работы насоса в режиме нулевой подачи.

На рисунке 2 показана расчетная схема нагружения вала.

Вал представлен в виде балки с сечениями от № 0..13 на шарнирно-неподвижных опорах.

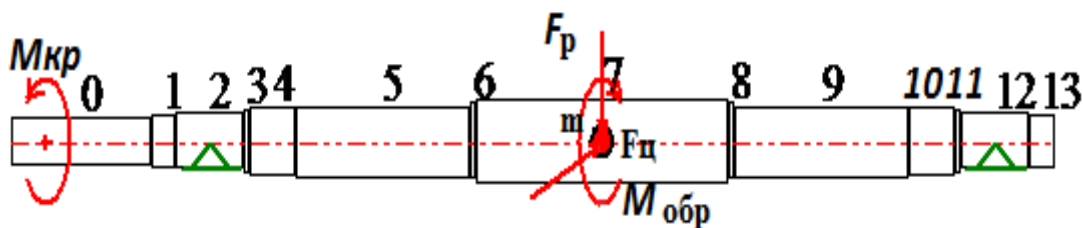


Рисунок 2. Расчетная схема нагружения вала в режиме нулевой подачи

Расчет статической прочности вала насоса типа «Д» в режиме нулевой подачи выполним с учетом следующих компонентов (см. табл. 3):

Таблица 3

Значения текущих нагрузок в режиме нулевой подачи

Наименование	Единицы измерения	Показатель
Радиальная сила, F_p	Н	1690
Момент кручения, $M_{кр}$	Нм	94.15
Момент, обратный моменту кручения $M_{обр}$	Нм	-94.15
Полная масса вала, m	кг	17
Центробежная сила инерции, $F_{ц}$	Н	40

Значения радиальной силы F_p при угле $\varphi = 100^\circ$ составляют [4]:
 в вертикальной проекции = -275.927 Н;
 в горизонтальной проекции = 1564.86 Н

При расчете на статическую прочность вала в режиме нулевой подачи получены следующие результаты:

- Эквивалентные напряжения в сечениях вала;
- Перемещения в вертикальных и горизонтальных проекциях;
- Реакции опор;

Приведем полученные значения эквивалентных напряжений вала насоса в режиме нулевой подачи в виде диаграммы (см. рис. 3).

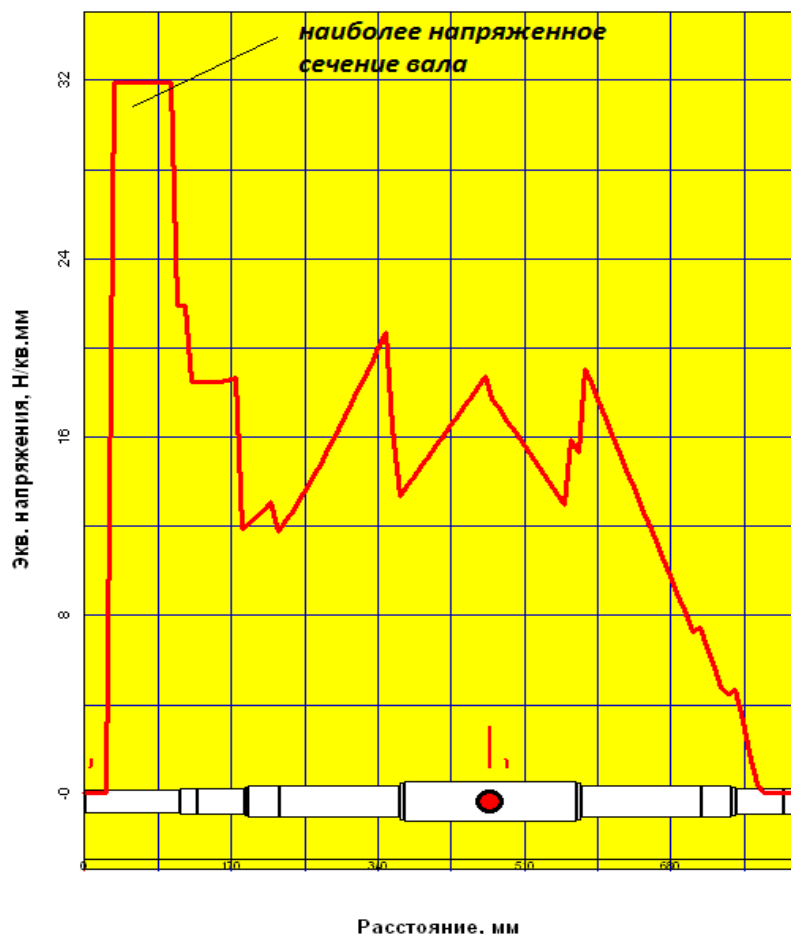


Рисунок 3. Диаграмма эквивалентных напряжений вала в режиме нулевой подачи

Приведем полученные значения перемещений вала в режиме нулевой подачи в виде диаграммы (см. рис. 4, 5).

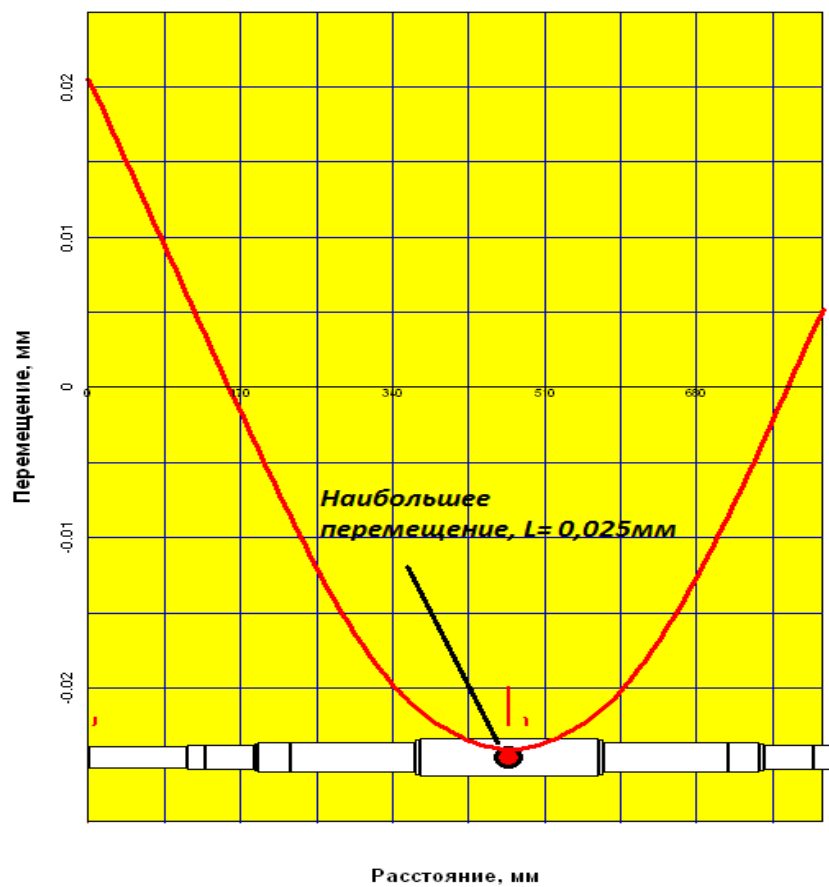


Рисунок 4. Диаграмма перемещений вала насоса в вертикальной проекции

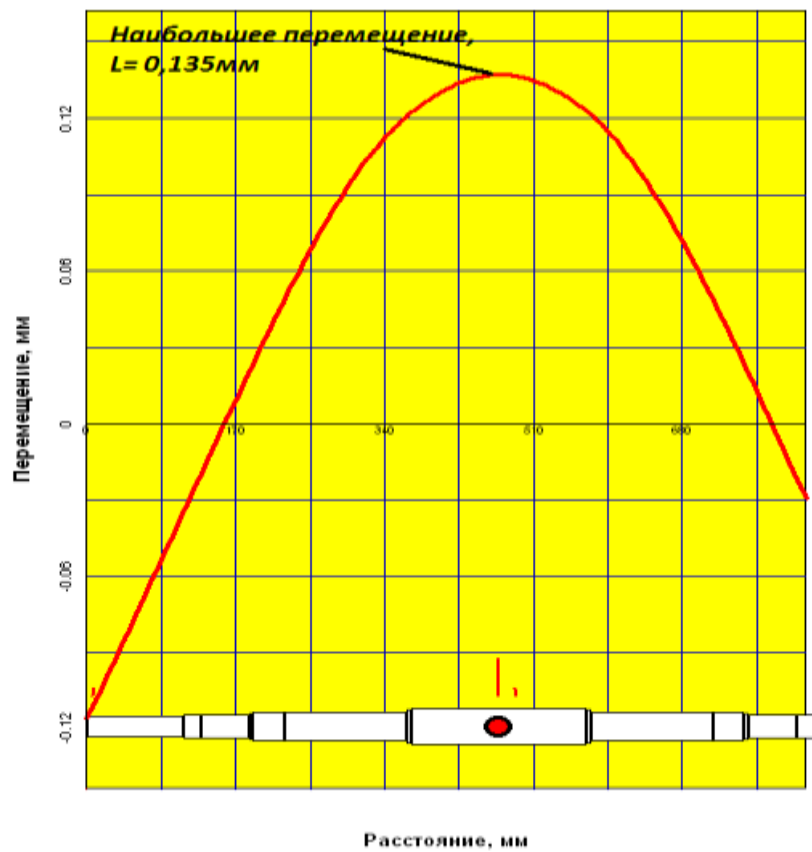


Рисунок 5. Диаграмма перемещений вала насоса в горизонтальной проекции

В табл. 4 приведем полученные значения реакций опор.

Таблица 4

Реакции опор для нулевого режима работы насоса марки Д200-36

№	Вид	Расстояние от левого конца вала, мм	Реакция верт., Н	Реакция гориз., Н	Модуль, Н
1	привод.	157.5	138.43	-785.06	797.17
2	торц.	782.5	137.5	-779.8	791.83

ВЫВОДЫ

По результатам расчета статической прочности в режиме нулевой подачи можно констатировать следующее:

- Эквивалентные напряжения сечений вала насоса распределены неравномерно: в диапазоне от 0 до 32 МПа. Наиболее нагруженным сечением является № 0 – место посадки полумуфты.
- Вследствие внешних сил и моментов возникают перемещения (деформации) вала. Диапазон перемещений составляет от 0 до 0,135 мм. Наиболее деформируемыми являются сечения № 0 и № 9. Сечение № 9 – место посадки рабочего колеса.
- Наиболее нагруженной опорой является приводной подшипник.
- Работа насоса в нулевом режиме приводит к снижению его эксплуатационной надежности в связи с ростом динамических нагрузок на вал.

ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ 6134-2007. Насосы динамические. Методы испытаний [Текст]. – М. : Стандартинформ, 2008.
2. Еременко, О.В. Испытания насосов [Текст] / О.В. Еременко. - М. : Машиностроение, 1976. - 113 с.
3. Замрий, А.А. Проектирование и расчет методом конечных элементов трехмерных конструкций в среде APMStructure 3D [Текст] / А.А. Замрий. М. : Издательство АПМ, 2006. – 289 с.
4. Карелин, В.Я. Насосные станции гидротехнических систем с осевыми и диагональными насосами [Текст] / В.Я. Карелин, Р.А. Новодережкин. - М. : Энергия, 1980. - 288 с.
5. Михайлов, А.К., Малюшенко, В.В. Конструкции и расчет центробежных насосов высокого давления [Текст] / А.К. Михайлов, В.В. Малюшенко. - М. : Машиностроение, 1971. - 152 с.