**Зміст**

1. Розрахунок стрічкового конвеєра для транспортування насипних вантажів:

1.1 Визначення ширини стрічки

1.2 Тяговий розрахунок

1.3 Визначення колового і тягового зусилля на приводному барабані

1.4 Визначення потужності двигуна

1. Розрахунок вала
2. Розрахунок підшипників
3. Розрахунок шпонкового з’єднання
4. Розрахунок вібраційного живильника

Список використаної літератури

**1. Розрахунок стрічкового конвеєра для транспортування насипних вантажів**

**Вихідні дані:**

Продуктивність: Q= 250 т/год.

Геометричні параметри: L1 = 10 м; L2 = 25 м; L3 = 8 м.

Кут нахилу: β = 14.

**1.1 Визначення ширини стрічки:**

Для визначення ширини стрічки задамося такими величина:

* швидкість стрічки υ = 1,25 м/с за ДСТУ 22644-77 (1,стр.130)
* коефіцієнт зменшення поперечного перерізу вантажу на похилих ділянках,  (1,стр.129,таб.4.10)
*  коефіцієнт площі поперечного перерізу вантажу на стрічці, (при ) (1,стр.130,таб.4.11)
* - густина вантажу, = 600 кг/м3 (2,стр.11, таб.1.1)

Потрібна ширина стрічки визначається за формулою



Кінцеву ширину стрічки обираємо з нормального ряду за ДСТУ 226444-77 В = 1,0м.

**1.2 Тяговий розрахунок:**

Лінійна маса вантажу:



Лінійна маса стрічки: 

Для транспортування вантажу обиремо стрічку 2М12U0-V10W:

товщина - 2,5мм;

вага – 2,9 кг/м.



Для транспортування вантажу візьмемо пряму роликову опору. Приймемо крок встановлення роликових опор  на вантожонесучій ділянці та  на зворотній ділянці. Також приймемо довжину ролика , а діаметр ролика , товщина стінки ролика .



Визначимо масу однієї роликової опори:



Тоді маса всієї роликої опори:



Лінійна маса ролика:

* на вантажонесучій ділянці



* на зворотній ділянці



Визначимо опір переміщення на всіх ділянках траси конвеєра і величину зусилля натягу стрічки в характерних точках траси конвеєра (точки переходу між ділянками траси: горизонтальна – криволінійна – похила).

w - коефіцієнт опору переміщення, w = 0,035 (1,стр.131)







- коефіцієнт зчеплення стрічки з поверхнею барабана;

 (1,стр.115,таб.4.6)

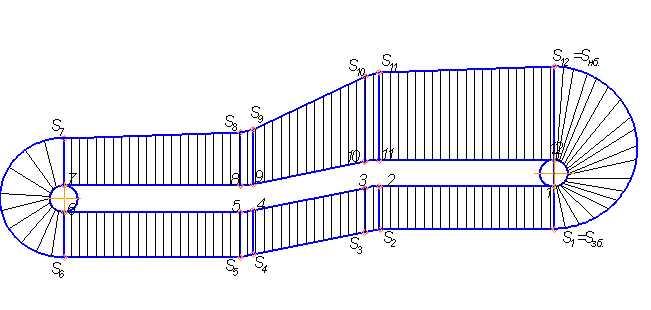
 - кут обхвату барабана стрічкою, 







**1.3 Визначення колового і тягового зусилля на приводному барабані:**



Колове зусилля:



Тягове зусилля:



= 0,05



**1.4 Визначення потужності двигуна:**



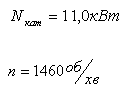
- тягове зусилля на приводному барабані;

υ – швидкість руху стрічки;

ηпр- коефіцієнт корисної дії привода конвеєра, ηпр=0,75



Попередньо обираємо двигун типу 4А132М4У3 з такими характеристиками:



Зі стандантартного ряду обираємо радіус барабана



(за ДСТУ 44644-77).

Визначемо кількість обертів барабана:



Передаточне число редуктора:



Необхідний крутний момент на валу приводного барабана:



З каталога фірми SEW EURODRIVE обираємо необхідний мотор – редуктор з такими параметрами:

RF 87 DV132ML4



Визначимо найменший потрібний натяг завантаженої ділянки під дією провисання стрічки:



- коефіцієнт кроку розміщення роликоопор, = 5…7

Оскільки Smin < S на вантажонесучій ділянці, то умова найменшого провисання стрічки дотримується.



Проведемо перевірку стрічки на міцність.

,

де для даної стрічки.



конвеєр стрічка привідний двигун

**2.** **Розрахунок вала**

В якості матеріалу для вала використовують звичайні конструкційні вуглецеві або леговані сталі. Обираємо сталь 45.

Визначимо реакції опор на валу :





Для побудови епюри еквівалентного моменту визначимо його величину у відповідних точках за формулою:

, де .



Визначимо діаметр валу в небезпечному перерізі за формулою:



- допустиме знакозмінне напруження для вала, 



Приймаємо діаметр вала в небезпечному перерізу , а діаметр вала під підшипниками становитиме .

**3. Розрахунок підшипників**

Розрахунок підшипників проводимо за динамічною вантажопідйомністю:





де Рекв- еквівалентне розрахункове навантаження на підшипник,Н;

р – степенивий показник, для шарикопідшипників р = 3, для роликопідшипників р = 3,33.



де Fr- радіальне навантаження на підшипник, Н;

Fа- осьове навантаження на підшипник Н;

X - коефіцієнт радіального навантаження;

Y - коефіцієнт осьового навантаження;

V - коефіцієнт обертання;

КБ- коефіцієнт безпеки;

КТ- температурний коефіцієнт.

Номінальна довговічність підшипника:



Визначимо номінальну довговічність підшипників:

 млн. обертів

V = 1,0 (при обертанні внутрішнього кільця підшипника відносно напряму навантаження);

Y = 0

X = 1,0

КБ =1,0 (3,стр. 198, таб.6.3);

КТ = 1,0.

Отже, еквівалентне розрахункове навантаження на підшипник для нашого випадку становитиме:



Тоді розрахункова вантажопідйомність підшипника:



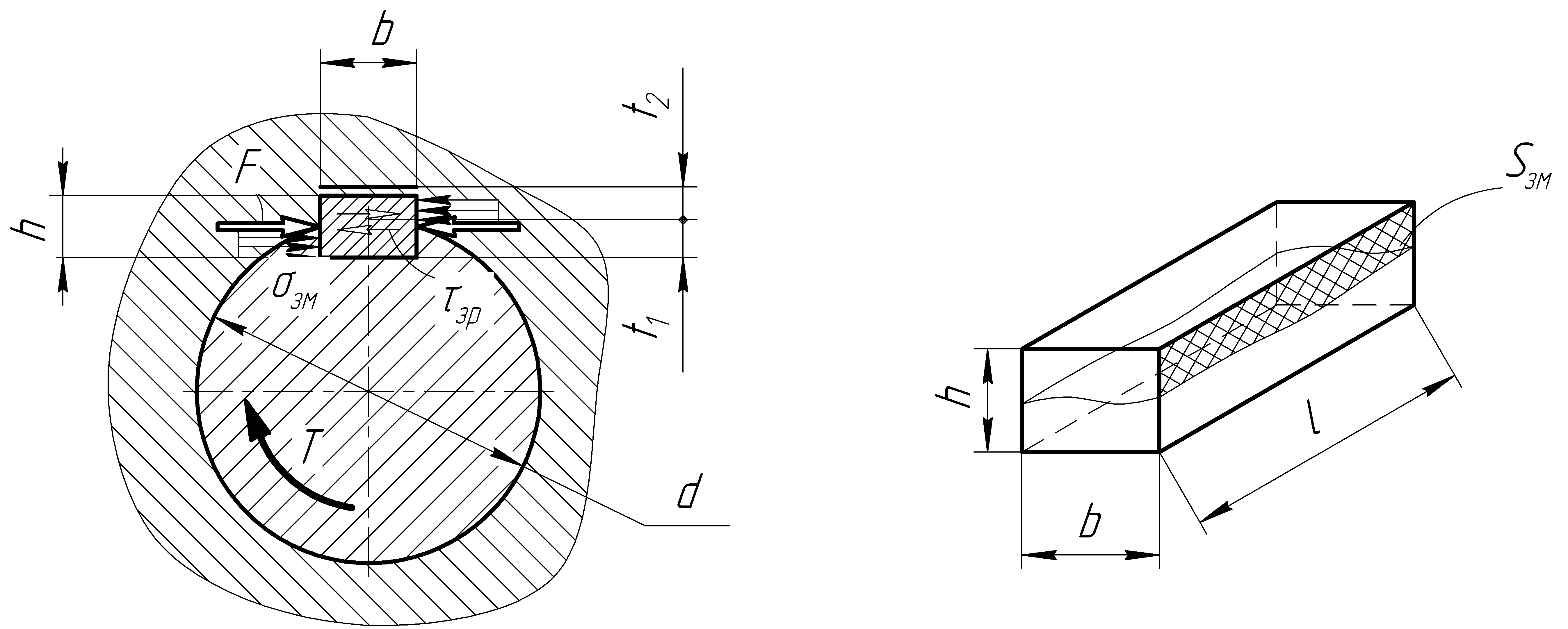
Для встановлення на вал в опорах А і В обираємо шариквий радыальний сферичний №1311 з такими параметрами:



Обраний підшипник задовольняє умову

.

# **4. Розрахунок шпонкового з`єднання**



# Найбільш небезпечною деформацією для шпонок і пазів є зминання від крутного моменту Т, Н·мм:

,

де - робоча довжина шпонки, рівна прямолінійній робочій частині бокової грані.

Для шпонок у виконанні А по СТ СЭВ 189-75(виконання 1 по ГОСТ 10748-79):



В редукторах для шпонок зі сталі 45 приймають при неперервному використанні редуктора при середньому режимі роботи . Приймаємо .

На валу встановлено шпонку, яку перевіряємо на напруження зминання:

* Шпонка 111870 ГОСТ 10748-79, діаметр вала d = 50,0 мм

<,

де ,

Т – крутний момент на тихохідному валу, Т = 605Н·м.

Отже, встановлена шпонка витримує навантаження.

# **5. Розрахунок вібраційного живильника**

# Визначимо ширину жолоба за формулою:

,

де ψ – коефіцієнт заповнення жолоба, приймаємо ψ = 0,8;

h ― висота бортів жолоба, приймаємо h = 200мм.

Приймаємо ширину жолоба .

Потужність приводного електродвигуна визначаємо за емпіричною формулою:

,

де ― коефіцієнт питомої втрати потужності, приймаємо =5,5 (1, стр.386, табл.13,6);

H― висота підйому вантажу (для нашого випадку Н=0м);

― коефіцієнт транспортабельності вантажу, приймаємо для стружки буряка =1,0 (1, стр.385)

― коефіцієнт корисної дії привода, приймаємо = 0,97.

Встановлюємо два електродвигуна, потужність кожного з них становитиме

.

Характеристики двигунів:

* тип – 4А80В2У3;
* n = 2850 об/хв.
* η = 83%.

# **Розрахунок ресор:**

Застосування ресор забезпечує вібраційним машинам деякі переваги:

* простота обслуговування та виготовлення;
* значна жорсткість в напрямку, перпендикулярному до переміщення;
* висока надійність ― вихід з ладу декількох ресор не викличе відмови в роботі машини в цілому;
* зміна кількості ресор у вузлах ─ один з найпростіших методів підбору необхідної жорсткості та забезпечення заданого режиму роботи машини.

Найбільш ефективна робота конвеєра відповідає резонансному режиму, тобто коли частота вібратора і частота власних коливань пружної системи конвеєра співпадають:

# 

ω― частота вимушених коливань;

ν ― частота власних коливань;

# 

# с ― жорсткість пружної системи конвеєра.

# Для плоских ресор, коли пружна система складається з плоских пружин:

# 

# Е ― модуль пружності пружин, для сталі 55С2 ГОСТ 14959-79;Е=196000 МПа.

# І ― момент інерції поперечного перерізу пружини:

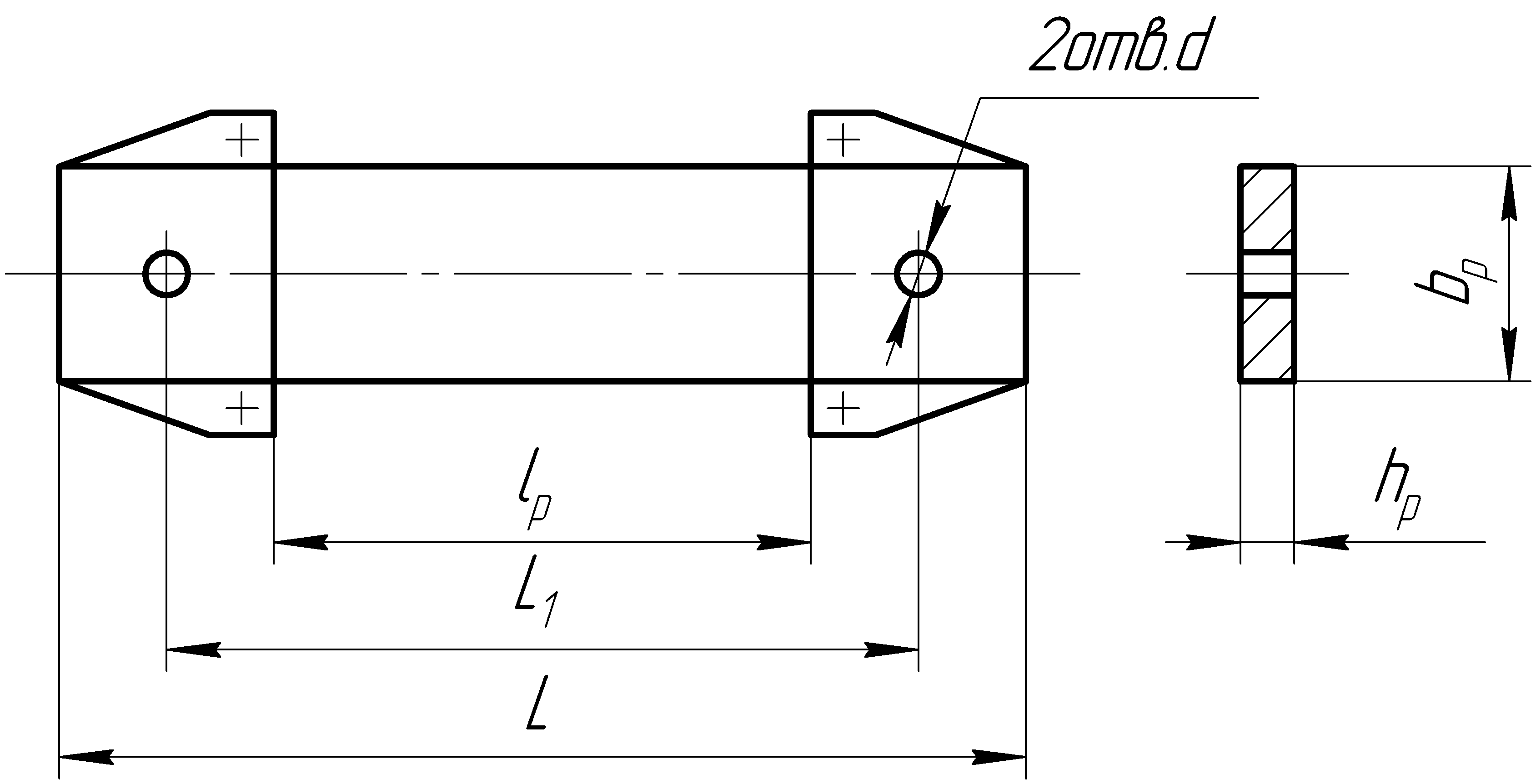


# **―** довжина ресори**, =**200,0 мм

 ― коефіцієнт, який враховує спосіб закріплення опори (ресори),



**Схема ресори:**



Визначимо приведену масу частин, що коливаються:

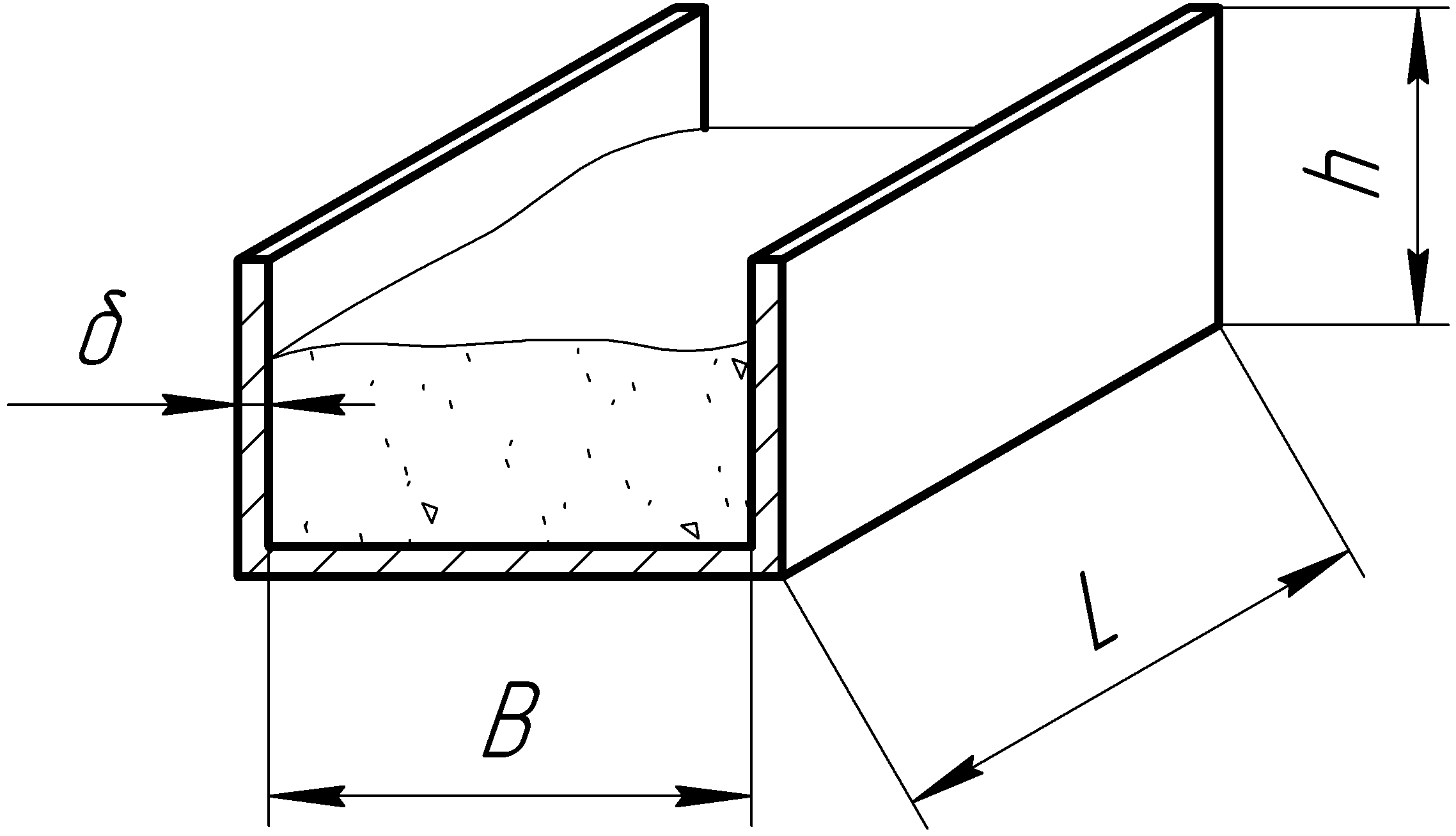
,

 - маса жолоба;

- маса вантажу, що знаходиться на жолобі;

- коефіцієнт приведення маси вантажу до маси жолоба, приймаємо





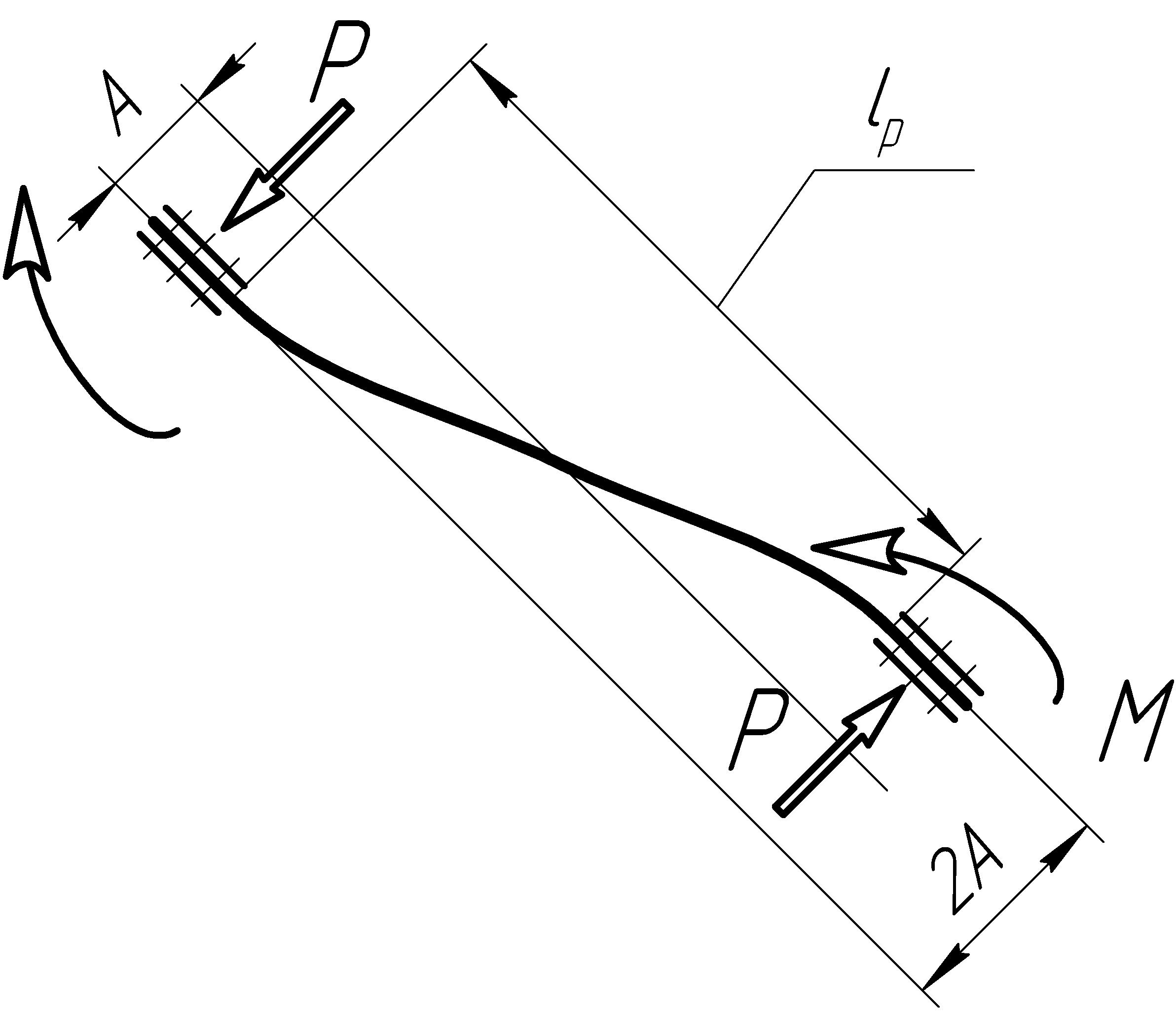
# 

- товщина стінки жолоба, приймаємо = 2мм.





**Розрахункова схема ресори:**



# Визначимо товщину ресори:



# - допустиме напруження згину, =100МПа;

А –амплітуда коливань, приймаємо А=10мм;

- коефіцієнт заділки ресори, = 0,6.

# Приймаємо**=**3,0мм**.**

# Визначаємо ширину плоскої пружини за умови резонансного режиму:

# 

# Приймаємо**=**16,0мм.