



**PRZEDSIĘBIORSTWO
USŁUGOWO
HANDLOWO
PRODUKCYJNE**
mgr inż. Jerzy F. Oleśński

Tel. 37-12-39
Tel. 36-71-03
Tel. 37-36-16
Fax 37-81-00

01-111 Warszawa, ul. Jana Olbrachta 64

DOKUMENTACJA TECHNICZNO - ODBIORCZA DZWIIGU OSOBOWEGO ELEKTRYCZNEGO Z NAPĘDEM LINOWYM

URZĄD DOZORU TECHNICZNEGO
Inspektorat Dozoru Technicznego
w Warszawie
Dział Techniczny
Wzrost do dnia 2.02.2004
Wzrost na 2.02.99 w spray DD-2700-11/99
Miejsce przeznaczenia

Miejsce przeznaczenia:

Instytut Techniki Budowlanej
Warszawa, ul. Filtrowa 1

Charakterystyka dźwigu:

$$Q = 630 \text{ kg} / 8 \text{ osób}, v = 0,88 \text{ m/s}$$

**INSPEKTORAT
DOZORU TECHNICZNEGO
WARSZAWA**
ZAREJESTROWANO
pod Nr 372704264
Załączników 5 szt.
Sprawdzono zgodność z wymaga-
ganiami D. T. i rzetelność
Data 2.02.1999 r.
Inspektorat Dozoru Technicznego
w Warszawie, podpis

inż. Zenon Onopka

Warszawa 1998 r.

- V. DOKUMENTACJA WYSTAWIANA PO WYKONANIU MONTAŻU
1. Protokół z odbioru części budowlanej;
 2. Protokół z odbioru dźwigu po montażu i z przeprowadzonych prób pomontażowych;
 3. Protokół z pomiarów skuteczności ochrony przeciwporażeniowej i rezystancji izolacji instalacji elektrycznej dźwigu;

- IV. ŚWIADECTWA
1. Kopia świadectwa dla drzwi automatycznych;
 2. Kopia świadectwa dla ogranicznika prędkości;
 3. Kopia świadectwa dla chwytaczy;
 4. Kopia poświadczania jakości dla elektrycznej aparatury sterowej;
 5. Kopia poświadczania jakości dla lin nośnych;
 6. Kopia poświadczania jakości dla linki ogranicznika prędkości;
 7. Poświadczenie producenta potwierdzające prawidłowość wykonania dźwigu;

- III. SCHEMATY ELEKTRYCZNE
1. Schematy elektryczne dźwigu;
 2. Schemat instalacji zasilającej dźwig.

- II. RYSUNKI I OBLICZENIA
1. Projekt montażowy szybu i maszynomini...
 2. Obliczenia sprawdzające dźwigu wg EN 81.1
- dobór masy przeciwwagi;
 - obliczenia lin nośnych;
 - obliczenia cierności;
 - obliczenia nacisków liny;
 - wymiar i obliczenia napiężeń w przewodnicach;
 - wymiar i obliczenia zderzaków;

I. INFORMACJE OGÓLNE - OPIS TECHNICZNY
DZWIIGU

WYKAZ DOKUMENTACJI TECHNICZNEJ



DZWIIG ELEKTRYCZNY LINOWY

078/E/630/98

Cecha:



**OPIS TECHNICZNY
I
I. INFORMACJE OGÓLNE**

**DOKUMENTACJA
TECHNICZNO - ODBIORCZA
DZWIIGU**

01-111 Warszawa, ul. Jana Olbrachta 64

**PRZEDSIĘBIORSTWO
USŁUGOWO
HANDLOWO
PRODUKCYJNE**
mgr inż. Jerzy F. Olesinski

Tel. 37-12-39
Tel. 36-71-03
Tel. 37-36-16
Fax 37-81-00



INFORMACJE OGÓLNE

1. Właściciel dźwigu: Instytut Techniki Budowlanej
00-950 Warszawa, ul. Filitowa 1
2. Miejsce zainstalowania: Instytut Techniki Budowlanej
00-950 Warszawa, ul. Filitowa 1
3. Producent dźwigu: PUHP "Elektrodźwig"
4. Numer fabryczny: 078/E/630/98

OPIS TECHNICZNY DZWIGU

1. Typ dźwigu: elektryczny linowy

2. Rodzaj dźwigu: osobowy

3. Udzwig nominalny: 630 kg/8 osób

4. Prędkość dźwigu: 0,88 m/s

5. Sposób obsługi: bezobsługowy

6. Konstrukcja szybu: betonowa oszkłona

7. Wysokość podnoszenia: 13,4 m

8. Liczba przystanków/dojść: 5/5

9. Masa kabiny/konstrukcja: 760 kg/metalowa

10. Masa p-wagi/konstrukcja: 1075 kg/klockowa

11. Dojście do maszynowni: dojście z korytarza ostatnim piętrze krętymi szochdami na poddasze

12. Sterowanie: mikroprocesorowe grupowe zbiornicze dwukierunkowe

13. Drzwi dźwigu: TRANSLIFT
- szybowe: automatyczne 4-segmentowe, centralnie otwierane, wymiary: 1000x2000 mm, seria 3021, typ 42/C, prod. Wittur

INFORMACJE OGÓLNE I OPIS TECHNICZNY DZWIGU



- kabinowe: automatyczne 4-segmentowe, centralnie otwierane, wymiary: 1000x2000 mm, seria 3021, typ 41/C - prod. Wittur

♦ zamki bezpieczeństwa drzwi przystankowych: seria 3201 typ 43, prod. Wittur

14. Liny nośne:

5 szt. 11,0 8x19 W FE
DIN 50049 - 2.2., zawieszenie bezpośrednie

15. Linka ogranicznika prędkości

1 szt. 6,5 6x19 S FE
DIN 50049 - 2.2.

16. Chwytacze:

ślizgowe typ KB 160, nr 161991/6, prod. Wittur

17. Ogranicznik prędkości:

typ R5, prod. Wittur, Nr 21048, $v_g = 1,2$ m/s

19. Wciągarka:

ciemna, ślimakowa typ SR3002NU/L, prod. Wittur
 $i = 1:46$, Nr 14021252/01

20. Silnik elektryczny:

Loher LNLA-132CC-20Y 7,5 kW, 380V, 50 Hz
 $n = 1500/375$ obr/min

21. Aparatura sterowa:

typ M 102-001, prod. TRANSLIFT

Opracował: mgr inż. Kazimierz Kulański



Warszawa, 28 stycznia 1999 r.



3
Str.

Zd. nr 8

1. OBLICZENIA SPRAWDZAJĄCE DZWIGU
WG EN 81.1

078/E/630/98
Cecha:

DZWIG Z NAPIĘDEM ELEKTRYCZNYM



2.2. Obliczenia sprawdzające dźwigu wg EN 81.1

Dane do obliczeń

s := sec

$v := 088 \cdot \frac{m}{s}$

$H_p := 13.4 \cdot m$

$\tilde{Q} := 630 \cdot kg$

$M_k := 760 \cdot kg$

$M_p := 1075 \cdot kg$

$c_m := 1$
N := newton

$P_{\tilde{Q}} := \tilde{Q} \cdot g$
 $P_{\tilde{Q}} = 6.178 \cdot 10^3 \cdot N$

$P_k := M_k \cdot g$
 $P_k = 7.453 \cdot 10^3 \cdot N$

$P_p := M_p \cdot g$
 $P_p = 1.054 \cdot 10^4 \cdot N$

$D := 520 \cdot mm$

$D_1 := 440 \cdot mm$
 $MPa := 10^6 \cdot Pa$

$\alpha := 158 \cdot deg$

$\gamma := 40 \cdot deg$

$\mu := 0.09$

$E := 2.1 \cdot 10^5 \cdot MPa$

$S_k := 1180 \cdot mm$

$G_k := 1400 \cdot mm$

$h := 2800 \cdot mm$

$l := 2000 \cdot mm$

$d := 11 \cdot mm$

$P_{nom} := 54500 \cdot N$

$n := 5$

Prędkość nominalna

Wysokość podnoszenia

Udźwig nominalny

Masa kabiny i ramy

Masa przeciwwagi

Współczynnik przelozenia linowego

Ssa udźwigu

Ssa ciężkości kabiny i ramy

Ssa ciężkości przeciwwagi

Srednica kola ciernego

Srednica kola linowego

Kąt opasania

Dane rowka kola ciernego:

-rowek klinowy

-kąt rowka

Współczynnik tarcia liny i kola ciernego

Moduł Young'a dla stali konstrukcyjnej

Szerokość kabiny

Głębokość kabiny

Rozmiar pionowy przewodników

Rozmiar zamocowań przewodnic

Srednica lin nośnych

Najmniejsza siła zrywająca w całości liny

nośną

Liczba lin nośnych



Ciężar kabla zwisowego

$$H^k = 156 \cdot N$$

Masa jednostkowa liny nośnej

$$q = 0.439 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

Ssa ciężkości liny

$$P^l = n \cdot H^p \cdot q \cdot g \quad P^l = 288.443 \cdot N$$

Przewodnice 1 90x75x16 ciągnięte ze stali St 37 wg DIN.

$$A = 17.0 \cdot 10^2 \cdot \text{mm}^2$$

Pole przekroju

Współczynnik wytrzymałości przekroju na zginanie względem osi X

$$W_x = 20.8 \cdot 10^3 \cdot \text{mm}^3$$

Współczynnik wytrzymałości przekroju na zginanie względem osi Y

$$W_y = 11.4 \cdot 10^3 \cdot \text{mm}^3$$

Moment bezwładności przekroju względem osi X

$$I_x = 101.2 \cdot 10^4 \cdot \text{mm}^4$$

Moment bezwładności przekroju względem osi Y

$$I_y = 51.5 \cdot 10^4 \cdot \text{mm}^4$$

Minimalny promień bezwładności przekroju

$$i_{\min} = 24.4 \cdot \text{mm}$$

Napężenia dopuszczalne na wyboczenie dla stali St 37

$$\sigma_{\text{dop}} = 140 \cdot \text{MPa}$$

Napężenia dopuszczalne łączne dla stali St 37

$$\sigma_{\text{dl}} = 180 \cdot \text{MPa}$$

Rodzaj chwytaczy:

-blokujące (r = 1)

-rolkowe (r = 2)

-ślizgowe (r = 3)

$$r = 3$$

2.2.1. Dobór masy przeciwwagi

 $c = 0.5$ - współczynnik zrównowazenia

$$M^p = M^k + c \cdot Q$$

$$M^p = 1.075 \cdot 10^3 \cdot \text{kg}$$





Dla $v = 88 \frac{m}{s}$

$C_1 = 1.25$

$$C_1 = \text{if} \left(v \leq 0.63 \cdot \frac{m}{s}, 1.10, 1.15 \right)$$

$$C_1 = \text{if} \left(v \leq 1.0 \cdot \frac{m}{s}, C_1, 1.20 \right)$$

$$C_1 = \text{if} \left(v \leq 1.6 \cdot \frac{m}{s}, C_1, 1.25 \right)$$

gdzie:
 C_1 - współczynnik przyspieszenia, zależny od prędkości nominalnej,
 C_2 - współczynnik uwzględniający zmianę profilu rowka w wyniku zużycia,
 f - pozorny współczynnik tarcia.

- dla następujących przypadków:
- 1) kabina nieruchoma znajduje się na najniższym przystanku z obciążeniem równym 125% obciążenia nominalnego,
 - 2) kabina znajduje się na najwyższym przystanku bez obciążenia.

$$\frac{T_1}{T_2} \cdot C_1 \cdot C_2 \leq e^{f \cdot \alpha}$$

Powinna być spełniona następująca zależność:

2.2.3. Sprawdzenie cierności

$D \geq D_{min} = 1$ (wartość logiczna 1 - prawda) Warunek spełniony

$D \geq D_{min} = 1$ (wartość logiczna 1 - prawda) Warunek spełniony

$D_{min} = d \cdot 40$ $D_{min} = 440 \cdot mm$

Minimalna średnica koła ciernego i kół linowych powinna wynosić:

2.2.3. Sprawdzenie średnicy koła ciernego i kół linowych

$x > 12 = 1$ (wartość logiczna 1 - prawda) Warunek spełniony

$$x = \frac{n \cdot P_{nom}}{P_k + P_1} = 19.577 \quad x \geq 12$$

Współczynnik bezpieczeństwa powinien wynosić:

2.2.2. Sprawdzenie lin nośnych na zerwanie



A zatem:

$$P_{dop} = \frac{1 \cdot MPa \cdot \frac{s}{1 \cdot m + v}}{12.5 \cdot \frac{m}{s} + 4 \cdot v} \quad P_{dop} = 4.096 \cdot MPa$$

Naciski dopuszczalne (w MPa) wynoszą:

$$P = \frac{T}{4.5} \cdot \frac{n \cdot d \cdot D \cdot \sin\left(\frac{\gamma}{2}\right)}{T} \quad P = 6.404 \cdot MPa$$

Dla rowka podjętego nacisk liny wynosi:

$$T = P \tilde{Q} + P_k + P_l \quad T = 1.392 \cdot 10^4 \cdot N$$

Największa siła statyczna w linach wynosi:

2.2.4. Sprawdzenie nacisków liny nośnej w rowku koła cierneego

Warunek spełniony $\frac{T_1}{T_2} \cdot C_1 \cdot C_2 \leq e^{f \cdot \alpha} = 0$ (Wartość logiczna 1 - prawda)

$$\frac{T_1}{T_2} \cdot C_1 \cdot C_2 = 2.135 \quad e^{f \cdot \alpha} = 2.066$$

$$T_2 = P_k + H_k \quad T_2 = 7.609 \cdot 10^3 \cdot N$$

$$T_1 = P_p + P_l \quad T_1 = 1.083 \cdot 10^4 \cdot N$$

2)

Warunek spełniony $\frac{T_1}{T_2} \cdot C_1 \cdot C_2 \leq e^{f \cdot \alpha} = 0$ (Wartość logiczna 1 - prawda)

$$\frac{T_1}{T_2} \cdot C_1 \cdot C_2 = 2.2 \quad e^{f \cdot \alpha} = 2.066$$

$$T_2 = P_p$$

$$T_2 = 1.054 \cdot 10^4 \cdot N$$

$$T_1 = 1.25 \cdot P \tilde{Q} + P_k + P_l \quad T_1 = 1.546 \cdot 10^4 \cdot N$$

1)

$$f = \frac{\mu}{\sin\left(\frac{\gamma}{2}\right)}$$

$$f = 0.263$$

$$C_2 = 1.2$$

Dla rowka klimowego:



-współczynnik przecięcia od działania chwytaczy (tylko dla obliczenia naprężeń)

$$k = 2$$

Wzrostanie współczynnika przecięcia w zależności od rodzaju chwytaczy

$$k = \text{if}(r \leq 2, k, 2)$$

$$k = \text{if}(r \leq 1, 5, 3)$$

- chwytacze sztywne

$$r = 3$$

$$l = 2 \cdot 10^3 \cdot \text{mm}$$

-rozsław zamocowań prowadnic

$$h = 2.8 \cdot 10^3 \cdot \text{mm}$$

-rozsław pionowy prowadników

$$G^k = 1.4 \cdot 10^3 \cdot \text{mm}$$

-głębokość kabiny

$$S^k = 1.18 \cdot 10^3 \cdot \text{mm}$$

-szerokość kabiny

$$P^k = 7.453 \cdot 10^3 \cdot \text{N}$$

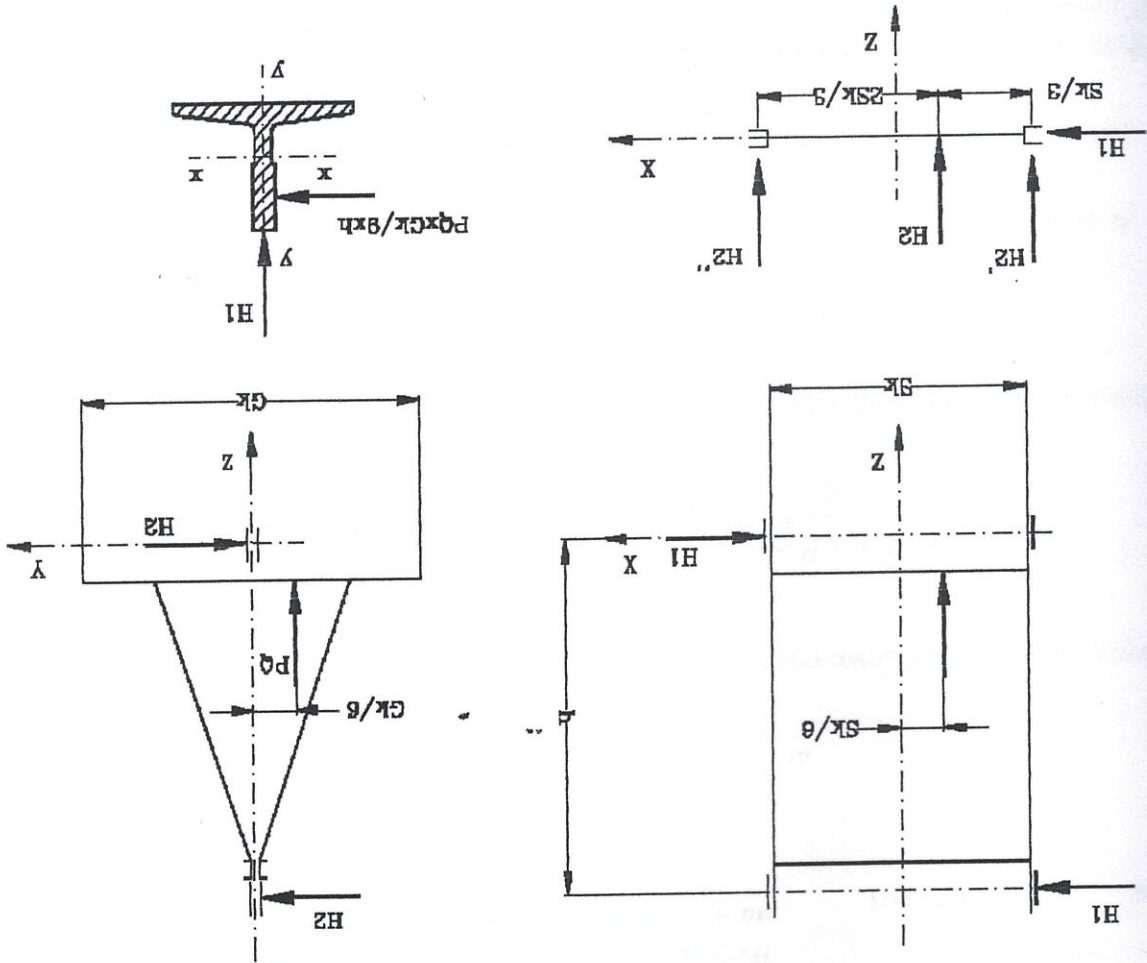
-siła ciężkości kabiny i ramy

$$P^{\bar{Q}} = 6.178 \cdot 10^3 \cdot \text{N}$$

-siła udźwigu

Dane:

Schemat obciążenia prowadnic



2.2.5. Obciążenia prowadnic

$p > p_{dop} = 0$ (Wartość logiczna I - prawda) Warunek spełniony

Smukłość prowadnicy:

$$\lambda = \text{cell} \left(\frac{l}{l} \right) \text{ min}$$

$$\lambda = 82$$

Wczytanie tablicy (z EN 81.1) współczynników na wyboczenie w funkcji smukłości

$$\lambda = 20 \dots 250$$

$$\sigma_1 = \text{READ}(\text{omega})$$

$$\omega \lambda = 1.58$$

Napięcia wyboczeniowe wynoszą:

$$\sigma_k = \frac{k \cdot (P_k + P_Q) \cdot \omega \lambda}{2 \cdot A}$$

$$\sigma_k = 12.669 \cdot \text{MPa}$$

Dopuszczalne napięcia wynoszą:

$$\sigma_{\text{dop}} = 140 \cdot \text{MPa}$$

A zatem:

$$\sigma_k < \sigma_{\text{dop}} = 1 \quad (\text{Wartość logiczna 1 - prawda}) \quad \text{Warunek spełniony}$$

Obciążenie prowadnic wywołane niestandardowym rozmieszczeniem ładunku w kabine obliczamy przyjmując (na podstawie pracy "Dźwigi elektryczne" - A. Piątkiewicz) równowagę rozmieszczenia ładunku wynoszącą 1/6 wymiarów kabiny.

Schemat obciążenia prowadnic podano powyżej.

Najbardziej obciążona prowadnica znajduje się pod działaniem sił:

$$H_1 = \frac{P \cdot Q \cdot S \cdot k}{6 \cdot h} \quad H_1 = 433.944 \cdot \text{N}$$

$$H_{21} = \frac{P \cdot Q \cdot G \cdot k}{9 \cdot h} \quad H_{21} = 343.233 \cdot \text{N}$$

Siłki powodują zginanie prowadnicy w dwóch prostopadłych kierunkach. Prowadnice przyjmujemy jako belki jednoprzęsłowe podparte w odległości odpowiadającej rozstawowi zamocowań i obciążone w środku rozpiętości.

$$\sigma_x = k \cdot \frac{H_{21} \cdot l}{4 \cdot W_y} \quad W_y = 1.14 \cdot 10^4 \cdot \text{mm}^3 \quad \sigma_x = 30.108 \cdot \text{MPa}$$



$$f_w = 0.135 \cdot \frac{m}{s^2} \cdot v^2$$
$$f_w = 1.045 \cdot 10^3 \cdot m$$

Wymagany, całkowity, możliwy skok zderzaka powinien wynosić:

2.6. Obliczenia zderzaków z akumulacją energii

A zatem III stan graniczny nie jest przekroczony.

$$n < n_{dop} = 1 \quad (\text{Wartość logiczna 1 - prawda}) \quad \text{Warunek spełniony}$$

$$n_{dop} = 2 \cdot mm$$

Ugięcie dopuszczalne:

$$n = \sqrt{\frac{n_x^2}{2} + n_y^2}$$
$$n = 0.629 \cdot mm$$

Ugięcie wypadkowe:

$$n_y = \frac{48 \cdot E \cdot I_x}{H^3 \cdot l^3}$$
$$n_x = \frac{48 \cdot E \cdot I_y}{H^{21} \cdot l^3}$$
$$n_y = 0.34 \cdot mm$$
$$n_x = 0.529 \cdot mm$$

Ugięcia prowadnic wynoszą:

I stan graniczny nie jest przekroczony.

$$\sigma^z < R_0 = 1 \quad (\text{Wartość logiczna 1 - prawda}) \quad \text{Warunek spełniony}$$

A zatem:

$$R_0 = 0.85 \cdot R_e$$
$$R_0 = 314.5 \cdot MPa$$

$$R_e = 370 \cdot MPa \quad \text{wynosi wg PN-79/M-06515:}$$

Wytrzymałość obliczeniowa dla stali o

$$\sigma^z = 0.9 \cdot \sigma^g + \sigma^k$$
$$\sigma^z = 58.543 \cdot MPa$$

Wg norm niemieckich DAA naprężenia łączne wynoszą:

$$\sigma^g = \sigma^x + \sigma^y$$
$$\sigma^g = 50.971 \cdot MPa$$

Całkowite naprężenia zginające wynoszą:

$$\sigma^y = \frac{k \cdot H \cdot I^1}{4 \cdot W^x}$$
$$W^x = 2.08 \cdot 10^4 \cdot mm^3$$
$$\sigma^y = 20.863 \cdot MPa$$

ten powinien być osiągnięty pod obciążeniem statycznym, które odpowiada od 2,5-krotniej masie kabiny obciążonej udźwigniem nominalnym lub masie przeciwwagi.

Kabina

Zastosowano 2 zderzaki F-my ETN typu E4 o skoku maksymalnym:

$$f = 160 \cdot \text{mm}$$

A zatem:

$$f > f_w = 0$$

(Wartość logiczna 1 - prawda) **Warunek spełniony**

Ujęciu maksymalnemu odpowiada siła (dane z tabeli i charakterystyki) $F1=34,4 \text{ kN}$, która się mieści w przedziale od (2,5 - 4)XPst. kabiny tj. od 33,6 kN do 53,7 kN.

Przeciwwaga

Zastosowano 2 zderzaki F-my TRANSLIFT typu ZS"B" (pod przeciwwagą) o skoku

$$f = 152 \cdot \text{mm}$$

A zatem:

$$f > f_w = 0$$

Warunek spełniony

Ujęciu maksymalnemu odpowiada siła (dane z tabeli i charakterystyki) $2 \times F1=2 \times 16,375 \text{ kN} = 32,75 \text{ kN}$ która się mieści w przedziale od (2,5 - 4)XPst. przeciwwagi tj. od 26,4 kN do 42,2 kN.

Dobór przeprowadzono w oparciu o certyfikat producenta (zgodny z PN/EN 81.2 i

zatwierdzony przez TÜV Berlin i CLDT w Poznaniu), w zależności od masy kabiny i

prędkości dźwigu

(patrz zaświadczenie wytwórcy zderzaków).

Konstrukcja dźwigu spełnia wymagania określone w normie PN/EN 81.1

Obliczenia wykonat:

mgr inż. Kazimierz Kulański

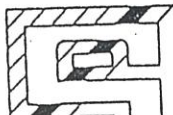




Aufzugsprogramm

P+S Polyurethan

Elastomere



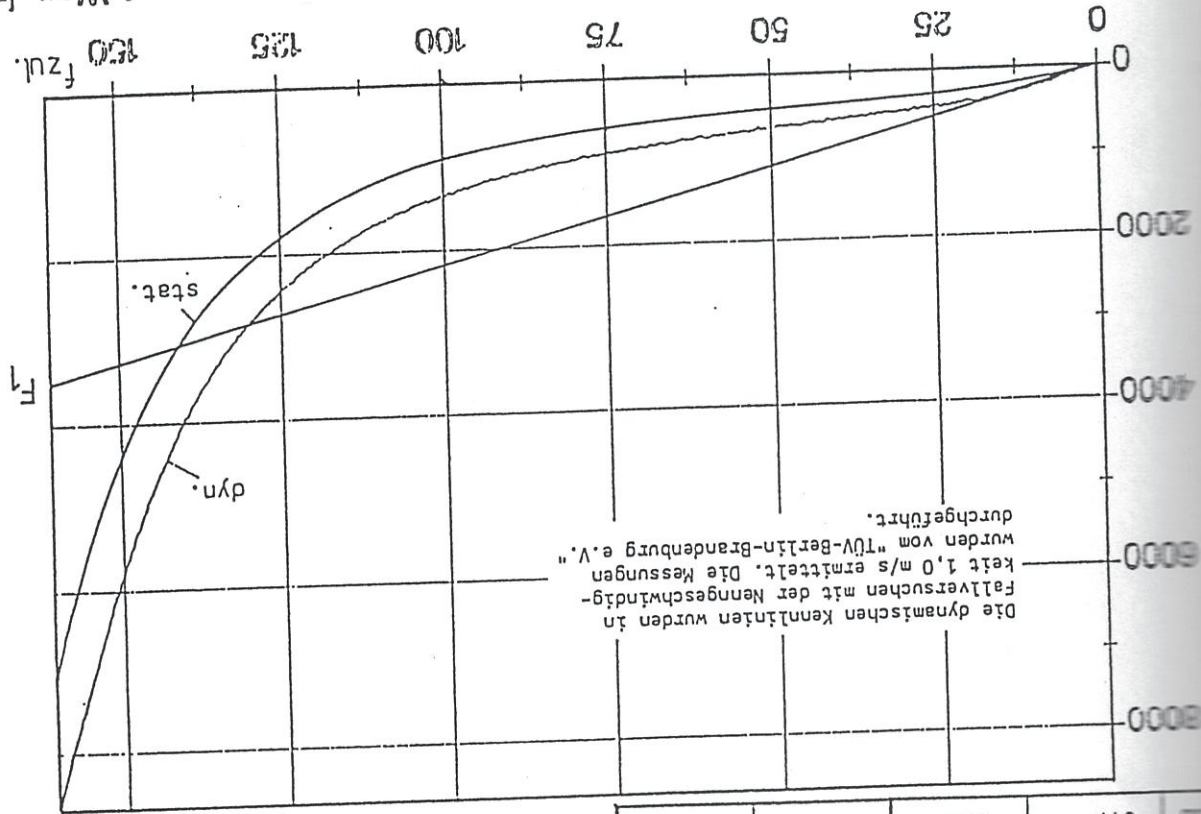
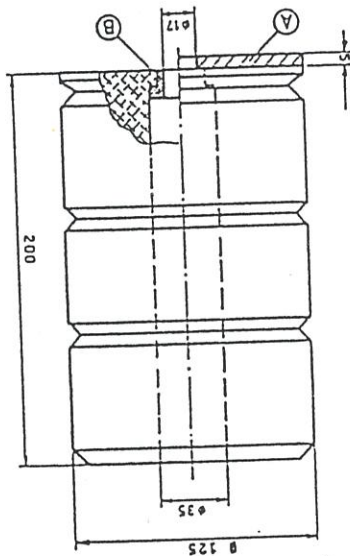
Aufsetzpuffer, Typ E4

Einsatzbereich und Kraft-Weg-Diagramme für Aufsetzpuffer nach der Europäischen Norm EN 81-1/2

Aufzüge mit Drossel- oder Drossel-Rückschlagventill	Auftriebsmasse m (kg)	
	min.	max.
Sonstige Aufzüge	201	2182
	274	2020
	357	1871
	483	1696
	559	1610
	739	1442
	944	1296
	min.	max.
	68	2654
	118	2434
188	2216	
298	1974	
366	1857	
536	1634	
739	1442	
1442	1442	

fzül = 160 (mm)

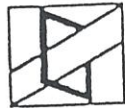
Einsatzbereich gemäß EN 81-1/2



Die dynamischen Kennlinien wurden in Fallversuchen mit der Nenngeschwindigkeit 1,0 m/s ermittelt. Die Messungen wurden vom TÜV-Berlin-Brandenburg e.V. durchgeführt.

Die geprüften Puffer entsprechen in den angegebenen Grenzen den Anforderungen der Europäischen Norm EN 81. (Technischer Bericht FA-1993-3)

TÜV BERLIN BRANDENBURG



Numer spray DD-200-M/99 podpis Dr.-Ing. Voge

[Handwritten signature]