

Beleg Maschinenkunde

Name:
Imma.-Nr.
Stud.-Gang:
Betreuer:
Datum: 10.12.2005

1.Leit- und Zugspindel TUD 50

1.1 Schnittgeschwindigkeiten und Drehzahlen.

gegeben:

$$\begin{aligned}d_{\min} &:= 6\text{mm} & n_1 &:= 18\text{min}^{-1} \\ d_{\max} &:= 500\text{mm} & n_{21} &:= 1800\text{min}^{-1} \\ q &:= \sqrt[z-1]{\frac{n_z}{n_1}} \\ q &:= \sqrt[20]{\frac{1800}{18}} \\ q &= 1.259\end{aligned}$$

nach DIN 804 folgt ein Stufensprung von 1,25 und eine Lastdrehzahlreihe von R20/2

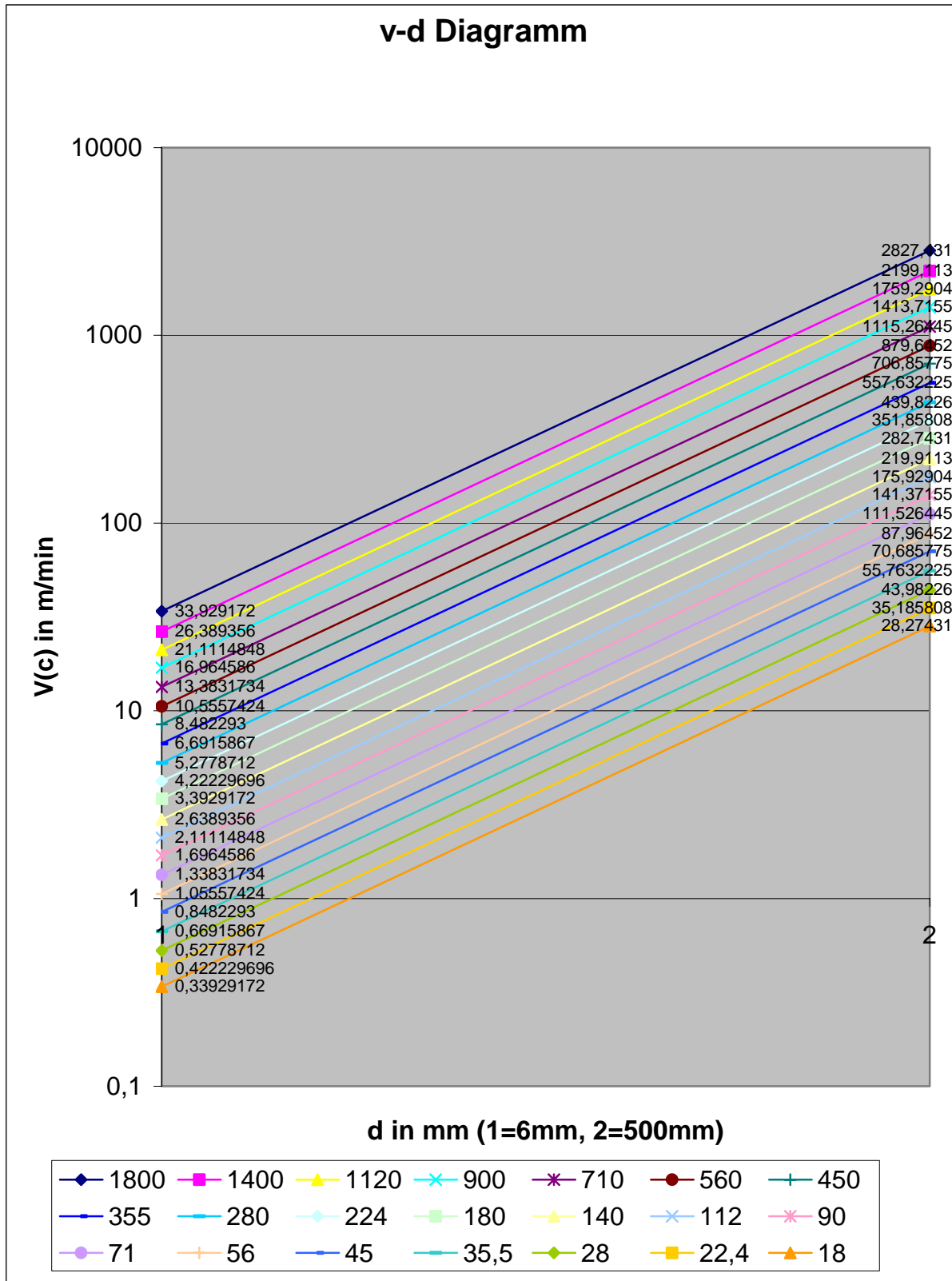
Aus der Drehzahl $n_1 = 18$ /min und der Enddrehzahl $n_{21} = 1800$ /min resultieren folgende Lastdrehzahlen:

18 > 22,4 > 28 > 35,5 > 45 > 56 > 71 > 90 > 112 > 140 > 180 > 224 > 280 > 355 > 450 > 560 > 710 > 900 > 1120 > 1400 > 1800

tatsächliche Schnittgeschwindigkeit:

$$v_c := \frac{n \cdot \pi \cdot d}{1000}$$

Werkstoff	Bearbeitung		
	Gewindeschneiden	Schruppen	Schlichten
Stahl	3,4 – 10,6	5,3 – 111,5	10,6 - 220
Grauguss	5,3 – 8,5	17 – 88	17 – 111,5
Bronze, Messing	8,5 – 10,6	26,4 – 176	44 – 283
Leichtmetall	17 – 28,3	71 – 880	111,5 - 880



1.2 Drehmaschine: Gewinde

M56x1,5 besagt lt. DIN13, das pro Umdrehung $P_g = 5,5\text{mm}$ Vorschub realisiert wird. Der Vorschub der Maschine beträgt aufgrund der Leitspindelsteigung $P_{LSp} = 6\text{mm}$. Die Gesamtübersetzung der Schaltgetriebe des Vorschubantriebes von $i_{sch} = 1/3$

$$P_g = P_{LSp} * i_{sch} * i_{WR} \rightarrow i_{WR} = P_g / (P_{LSp} * i_{sch}) = 2,75\text{mm}$$

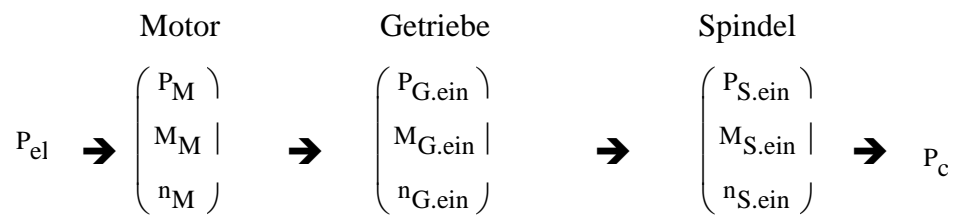
Damit wird ein Übersetzungsverhältnis von $i_{WR} = 11:4$ gewählt.

1.3 Auslegung Hauptantrieb der Drehmaschine

Gegeben:	$n_{S.min} := 22.4 \text{min}^{-1}$	$n_{S.max} := 4500 \text{min}^{-1}$	
	rechnerische Drehzahl:	$n_{S.rech} := 400 \text{min}^{-1}$	
	Maximales Drehmoment:	$M_{S.max} := 210 \text{N}\cdot\text{m}$	für $n < n_{SP.rech}$
	Maximale Leistung:	$P_{SP.max} := \text{konst}^{\blacksquare}$	für $n < n_{SP.rech}$
	Wirkungsgrad:	$\eta_S := 0.97$	$\eta_G := \eta_S$

Annahme Spindel bzw. einzelne Getriebe

Skizze Blockschaltbild:



mit:

$$P_{G.ein} := \frac{1}{\eta_G} \cdot P_{G.aus} \quad P_{S.ein} := \frac{1}{\eta_S} \cdot P_{S.aus}$$

$$M_{G.ein} := \frac{1}{\eta_G \cdot i_G} \cdot M_{G.aus} \quad M_{S.ein} := \frac{1}{\eta_S} \cdot M_{S.aus}$$

$$n_{G.ein} := i_G \cdot n_{G.aus} \quad n_{S.ein} := n_{S.aus}$$

Getriebefunktion:

Leistungsübertragung:	$\eta := \frac{P_{aus}}{P_{ein}}$	$P := 2\pi \cdot M \cdot n^{\blacksquare}$
-----------------------	-----------------------------------	--

Drehzahl-/Momentwandlung:	$i := \frac{n_{ein}}{n_{aus}}$	$i := \frac{M_{aus}}{M_{ein}}$	$M_{aus} := \eta \cdot i \cdot M_{ein}^{\blacksquare}$
---------------------------	--------------------------------	--------------------------------	--

Stufensprung:	Stufen:	$z := 1 \cdot 3 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2$	$z = 24$
	$\phi_0 := 1,0\text{€}$		$(\phi_0)^{24} := 4.04\text{€}$

Zusammensetzung Hauptantrieb:

- Schaltstufen in Vorgelegebauart $z = 24$

- Gesamtwirkungsgrad mit 5 Übersetzungen: $\eta_{riemen} := 0.97$

$$\eta_{ges} := \eta_{riemen} \cdot \eta_G^5 \cdot \eta_S \quad \eta_{ges} = 0.808$$

Wahl der erforderlichen Nennparameter des Motors:

Leistung: $P_{S.rech} := M_{S.max} \cdot n_{S.rech} \cdot 2\pi$ $P_{S.rech} = 8796.459W$

$$P_M := \frac{P_{S.rech}}{\eta_{ges}} \quad P_M = 10886.938W$$

Als Motorleistung sollte ein Wert von mindestens 11kW angenommen werden.

Drehzahl: aus Drehzahlplan: $n_{22} := 2800 \text{min}^{-1}$

Drehmoment: $M_M := \frac{P_{S.rech}}{2\pi \cdot n_{22} \cdot \eta_{ges}}$ $M_M = 37.13 \text{N}\cdot\text{m}$

Es sollte der QU 160 M2 B Motor verwendet werden.

2. Bohrmaschinen / Fräsmaschinen / Bearbeitungszentren

2.1.1. Unterscheidung parallele \leftrightarrow serielle Kinematik des Antriebs:

- serielle Kinematik:**
- Lastweiterleitung über die Führungen in die Gestellbauteile (Beanspruchung in Folge von Zug-/Druck und Torsionsspannung)
 - die im Arbeitspunkt als Ergebnis der Gestellgestaltung wirksame Steifigkeit und Genauigkeit der Herstellung/Montage der führungstragenden Baugruppen bestimmen die resultierende Fertigungsgenauigkeiten der kartesischen WZM
 - damit begrenzte Dynamik durch große bewegte Masse
 - physische Realisierung der Genauigkeit
 - Verringerung der Genauigkeit der Positionierung durch Biegung und Torsion der Drehgelenke/Schwenkarme durch Trägheit v.a. am Endeffektor

- parallele Kinematik:**
- Lastweiterleitung über Kardangelenke und Stabachsen
 - überwiegend statische Belastung und Deformation nur auf Zug-Druck
 - hohe am Arbeitspunkt wirksame statische Steifigkeit bei geringen Querschnitten
 - hohe Dynamik durch Parallelisierung der Antriebe und geringere beschleunigte Massen
 - damit höher Genauigkeiten erreichbar

2.1.2. Welche Eigenschaften des Maschinengestells und der Vorschubeinheiten bestimmen die Bewegungsgenauigkeit von WZM?

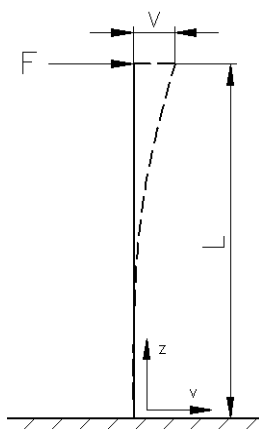
- statische Anordnung der lasttragenden Teile
- Lastweiterleitung über bewegliche Gelenke
- hohe Fertigungsgenauigkeit der Bauteile, v.a. der Lager und Gelenke nötig
- Eigenschwingverhalten des Maschinengestells: Problem v.a. bei Resonanzdrehzahlen
- Toleranzketten: Fortpflanzung von Ungenauigkeiten
- Geschwindigkeit und Beschleunigungsverhalten der Vorschubeinheit
- Trägheit des Werkzeuges oder Werkstückes (z.B. bei Drehmaschinen)

2.1.3. Konstruktive und fertigungstechnische Maßnahmen, welche die Bewegungsgenauigkeit der WZM erhöhen:

- geometrische Gestaltung der Gestellbauteile für optimale Biege und Torsionssteifigkeit
- Reduzierung des Eigengewichtes und damit der Trägheiten
- Reduzierung der Beschleunigung (Problematisch für Produktion)
- Hochwertige Lager und Gelenke mit hoher Fertigungsgenauigkeit und sehr geringem Verschleiß (TEUER!)
- Möglichst Belastung nur auf ZUG-DRUCK (Querschnittsreduzierung möglich)
- Sensorik verbessern
- Maßketten und Fehlerfortpflanzung weitestgehend vermeiden

2.2. Ständerverformung an einem Horizontal-Bearbeitungszentrum:

Gegeben:



Kraft: $F := 10000 \times 10^3 \text{ N}$

Kantenlänge Ständerquerschnitt: $a := 750 \text{ mm}$

Höhe des Kraftangriffspunkt: $l := 3000 \text{ mm}$

Wandstärke des Ständers: $s := 20 \text{ mm}$

E-Modul für Stahl: $E := 21 \cdot 10^4 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Gleitmodul für Stahl: $G := 8 \cdot 10^5 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Formzahl: $\kappa := 2.4$

Biegelinie:

$EJ v'' = -M = -F \cdot l$ mit RB: $v(z=0) = 0 \quad c_1 := 0$

$EJ v' = -F \cdot l \cdot z + c_1$ $v'(z=0) = 0 \quad c_2 := 0$

$EJ v = -F \cdot l \cdot z/2 + c_1 \cdot z + c_2$

Für die Ständerverformung ergibt sich damit ein Wert von $w(z) = 32.12 \text{ mm}$.

$$I_{xx} := \frac{2}{3} \cdot s \cdot a^3$$

$$I_{xx} := 40 \cdot 10^5 \cdot \text{mm}^4$$

$$v := \frac{-F \cdot l^3}{2 \cdot E \cdot I_{xx}}$$

$$v := -32.12 \text{ mm} \quad \text{www.zezy.de}$$

3. Maschinenkomponenten:

3.1.1. Vergleich der Komponenten für Vorschubachsenkonfiguration:

	<u>Rotationsmotor mit direkter Wegmessung</u>	<u>Rotationsmotor mit indirekt. Wegmessung</u>	<u>Linearer Direktantrieb mit dir. Wegmessung</u>
<u>Antrieb</u>	Rotationsmotor (Schrittmotor) Wandlung von Rotation in lineare Bewegung (z.B. durch Spindeln)		Linearmotor direkt
<u>Spindel</u>	Angekoppelte Gewindespindel	Angekoppelte Gewindespindel	Direkt am Antrieb
<u>Messung</u>	Maßstab mit Messkopf	Wandlung der physikalischen Größe in Weggröße (Winkelmessung)	Messeinrichtung direkt an der Vorschubachse angebracht

3.1.2. Vor- und Nachteile für den Linardirektantrieb:

- Vorteile:
- keine Wandlung Rotationsbewegung zu Linearbewegung (weniger Bauraum)
 - höher Präzision, Gleichlauf und Dynamik
 - weniger Spiel und Verschleiß
 - mehrere unabhängige Läufer auf einer Achse möglich (Flexibilität)
 - geringere Bauteilanzahl (montagefreundlich, kürzere Toleranzketten)
- Nachteile:
- starker Elektromagnet (Problem bei Metallbearbeitung)
 - hohe Verlustleistung (durch Induktivität) und keine Kraftübersetzung
 - Beschleunigungsstöße (Gefahr von Schwingungen)
 - teuer

3.2.1. Vergleich von Wälzlagern für WZM und Allgemeinen:

besondere Anforderungen an Wälzlager in WZM:

- hohe Drehzahlen und Schnittkräfte, d.h. hohe Belastungen
- hohe geforderte Laufpräzision, sowie Steife der Lagerungen
- geringe Kosten durch sehr hohe Lebensdauer, verschleißarm
- möglichst geringe Masse
- möglichst geringer Wartungsaufwand (Lebensdauerschmierung, Abdichtung)
- geringe Reibung (hoher Wirkungsgrad der gesamten WZM)

3.2.2. Weshalb werden Lager in WZM leicht vorgespannt eingebaut?

Durch die Vorspannung wird eine hohe Steife und Lastaufnahmefähigkeit erreicht. Daher kommt es bei plötzlicher Belastung nicht zum Verschieben der Lagerelemente: die Präzision der WZM steigt. Nachteile einer zu hohen Vorspannung sind steigende Reibung durch Eindringen der Lagerelemente in die Laufringe, höher Belastung und Verschleiß der Lager und eine geringere maximal mögliche Lastaufnahme gg. nicht vorgespannten Lagern.

3.2.3. Konstruktive Möglichkeiten um Lagervorspannung zu erreichen

- Presspassung der Lagerelemente
- thermisches Aufschrumpfen der Lager auf die Welle
- Tandem oder O-Anordnung der Lagerpaare