

VTP Gebläse/Venturi

21.01.2018

1. Bestimmung des Kennlinienfeldes eines Radialgebläses

Einführung

Zum Betrieb eines Kraftfahrzeuges wird eine Reihe von sog. Betriebsmitteln, wie z.B. Kühlluft, Motoröl, Getriebeöl, Hydrauliköl, Kältemittel, Motoransaugluft, Kraftstoff u.s.w., benötigt. Diese Betriebsmittel werden zum Teil durch Strömungsmaschinen gefördert. Außerdem sind bei der Entwicklung eines Kraftfahrzeuges zur reproduzierbaren Simulation von Betriebszuständen Strömungsprüfstände notwendig, wie z.B. ein Windkanal für die Aerodynamikentwicklung. Strömungsmaschinen berühren das Arbeitsgebiet nahezu aller in der Automobilindustrie beschäftigten Ingenieure. Der vorliegende Versuch soll exemplarisch das benötigte Grundwissen vermitteln.

Begriffe und Definitionen

Bei den Strömungsmaschinen unterscheidet man zwei Hauptgruppen:

Bei den **Arbeitsmaschinen (Pumpen)** wird die von der Antriebsmaschine über die Welle eingeleitete kinetische Drehenergie innerhalb der Maschine auf das durchströmende Fluid übertragen und von diesem als potentielle Druckenergie bei Gasen oder Lageenergie bei Flüssigkeiten gespeichert.

Bei den **Kraftmaschinen (Turbinen)** wird dem kontinuierlich durch die Maschine strömenden Fluid Energie entzogen und über die Welle als Drehenergie abgeführt, die dann meist ein Generator in Elektrizität umgesetzt wird.

Gebläse, auch Ventilatoren oder Lüfter genannt, sind Strömungsmaschinen zur Förderung von Luft bis zu einem **Totaldruckverhältnis** $p_{t2}/p_{t1} \leq 1,3$. Bei größeren Druckverhältnissen spricht man von einem Verdichter. Das angegebene Druckverhältnis ist eine willkürlich festgelegte Grenze, die aber allgemein anerkannt wird.

Gebläsekennlinie: Die Charakteristik eines Gebläses wird durch seine Kennlinie nach DIN 24163 beschrieben. Hierbei werden verschiedene Betriebspunkte durch Drosselung des Volumenstromes simuliert.

Anlagenkennlinie: Die Summe sämtlicher Druckverluste einer Anlage ergibt die für die Auslegung und Auswahl wichtige Totaldruckdifferenz Δp , bei einem bestimmten vorgegebenen Volumenstrom.

Zur Auswahl eines Gebläses für eine bestehende Anlage definiert man einen Betriebspunkt. Dieser ist durch Massenstrom, Gesamtdruckzunahme und Wirkungsgrad bei einer bestimmten Drehzahl beschrieben und ist der Schnittpunkt zwischen Gebläse- und Anlagenkennlinie. Der Hersteller garantiert entweder diese Werte (Garantiewerte) oder abgeleitete Größen. Im Entwicklungsbereich interessiert meist das gesamte Betriebsverhalten. Dazu wird durch Variation von Leitungswiderstand und Drehzahl ein komplettes Kennfeld, die sog. Leistungscharakteristik, aufgenommen.

Um Gebläse untereinander hinsichtlich ihrer Eignung für bestimmte Einsatzfälle besser beurteilen und vergleichen zu können, sind für die wichtigsten Eigenschaften dimensionslose Kenngrößen festgelegt worden, u.a. Wirkungsgrad, Druckziffer, Lieferzahl und Leistungsziffer.

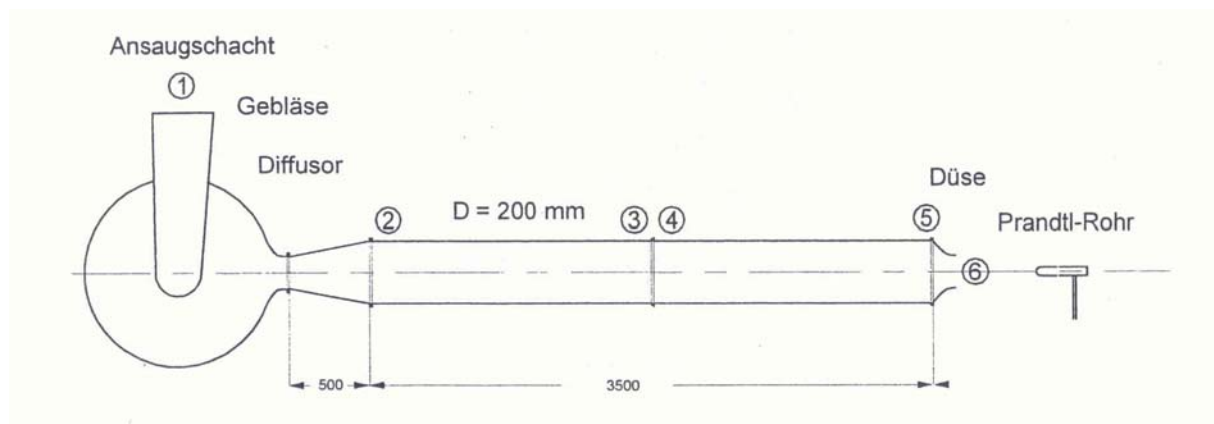
Weitere Begriffe, die dem Ingenieur geläufig sein sollten, sind die spezifische totale Förderarbeit (d.h. die auf den Massenstrom bezogene Leistung) und der NPSH-Wert bzw. der Kavitationsbeiwert (σ Maß für die Kavitationsgrenze), z.B. bei Wasserpumpen im Kraftfahrzeug.

Der Widerstandsbeiwert ist eine dimensionslose Kenngröße für den Druckverlust durch Form- und Reibungswiderstand von Anlagenbauteilen.

Versuch

Unsere Versuchsanlage entspricht im Prinzip dem in DIN 24163 genormten Rohrprüfstand (Typ: frei ansaugend, druckseitig angeschlossen), weicht aber in geometrischer Ausführung und Drosselungsart etwas davon ab. Laut Norm sind eine Meßblende zwischen "3 und "4" sowie eine Klappendrossel am Rohrende vorgesehen. Das Drehmoment des Antriebsmotors wird mit Hilfe einer in die Antriebswelle eingebrachten DMS-Messwelle gemessen. Die Drehzahl wird von Hand mit Hilfe eines Potentiometers über einen Frequenzumrichter eingestellt und geregelt. Um eine drallfreie Abströmung zu gewährleisten, ist nach "2" ein Gleichrichter eingebaut. Der Diffusor kurz nach dem Radialgebläse ist in unserer Betrachtung Teil des Gebläses.

Durchführung



Zur Aufnahme des Kennlinienfeldes müssen, wie oben bereits erwähnt, Drehzahl und Leitungswiderstand variiert werden. Für jeden, durch den Einsatz von Normdüsen bzw. die beiden Grenzfälle: offenes und geschlossenes Rohr vorgegebenen Leitungswiderstand werden Drehzahlen von 1000 bis 2500 min^{-1} an der gemeinsamen Welle von Gebläselaufrad und Antriebsmotor mittels Stroboskop, Messwelle und am PC eingestellt.

Für jeden Messpunkt werden das Drehmoment des Antriebsmotors, der **relative statische Druck** p_5 an der Stelle "5" und der **Staudruck** $q = \text{dynamischer Druck} p_6 , in Rohrmitte an der Stelle "6", erfasst. Denken Sie daran, daß hierbei der Differenzdruck zwischen zwei Punkten, nicht die absolute Größe ermittelt wird.$

Auf die Kontrolle der Messerätenullpunkte, ungestörte Zu- und Abströmungsbedingungen und genaue Justierung des Prandtl-Rohres an der Stelle "6" ist besonderer Wert zu legen. Eine eventuelle Veränderung der äußeren Bedingungen ist zu berücksichtigen.

Auswertung

Zu Beginn jedes einzelnen Teilpraktikums müssen aus der Messung von aktuellem Luftdruck am Barometer und der Temperatur die zur Bestimmung von Luftdichte und kinematischer Zähigkeit zur Berechnung der Reynoldszahl notwendigen Daten ermittelt werden.

Bestimmung der Tageswerte:

1. Ablesen des Höhenstandes am Quecksilberbarometer: $h [\text{mmHg}] = [\text{torr}]$
2. Ablesen der Temperatur des Labors: $t [^{\circ}\text{C}]$
3. Korrektur des Höhenstandes in mm Quecksilbersäule: $h_{\text{kor}} = h - \frac{t}{8} [\text{mmHg}]$
4. Umrechnung des Höhenstandes in Luftdruck: $p = h_{\text{kor}} \cdot 133,32 [\text{Pa}]$
5. Ablesen der relativen Luftfeuchte $\varphi [\%]$

Die Dichte läßt sich aus der Zustandsgleichung des idealen Gases

$$\rho = \frac{P}{R \cdot T}$$

mit $R_{Luft} = 287,05 [J/kg \cdot K]$ berechnen. Dabei ist zu beachten, daß dieser Wert für die spezifische Gaskonstante nur für absolut trockene Luft gilt. Ab einer relativen Luftfeuchte von $\varphi > 50\%$ ist der Feuchtegehalt in die Berechnung mit einzubeziehen:

$$R_\varphi = \frac{R_{\varphi=0}}{1 - \frac{0,377 \cdot \varphi \cdot p_D(t)}{p}}$$

Der Sättigungsdampfdruck p_D bei der vorliegenden Raumtemperatur t kann entweder aus einer Dampftafel entnommen werden oder über die Magnusformel abgeschätzt werden:

$$p_D = 611,213 \cdot e^{\frac{17,5043 \cdot t [^\circ C]}{241,2 + t [^\circ C]}} [Pa]$$

Die kinematische Zähigkeit μ kann in Abhängigkeit von der Temperatur aus der Sutherland-Beziehung berechnet werden.

$$\mu = 1,458 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{T^{1,5}}{T + 110,4} [Pa \cdot s], \text{ mit } T [K]$$

Die kinematische Viskosität zur Berechnung der Reynoldszahl ergibt sich aus

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} [m^2/s]$$

(Überprüfen Sie die ermittelten Werte mit den vom PC aus den Gleichungen berechneten Daten!)

Der Volumenstrom \dot{V} ergibt sich aus der mittleren Strömungsgeschwindigkeit v_i in einem bestimmten Querschnitt, wobei die Information über die Geschwindigkeit im ermittelten Staudruck enthalten ist. Da die Geschwindigkeitsverteilung quer zur Strömung nicht homogen ist, muß die mittlere Geschwindigkeit über die aus der Literatur entnommenen Faktoren k_i erfolgen, da die Geschwindigkeitsprofile von Normdüsen bekannt sind. Aus der Konti- und Bernoulligleichung ergibt sich:

$$v_6 = k_1 \cdot v_{6,axial}$$

mit

$$v_{6,axial} = \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \bar{q}} = \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot p_6}$$

$$\dot{V} = A_{Düse} \cdot v_6 = A_{Düse} \cdot k_1 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot p_6}$$

Die Arbeit W_i und die daraus resultierende Förderleistung P läßt sich durch die Anwendung des Energieerhaltungssatzes mit den üblichen Vereinfachungen auf das Gebläse beschreiben:

$$w_{t12} = \Delta e_{kin} + \Delta e_{pot} + \Delta e_{Druck}$$

mit

$$\Delta e_{pot} = 0 \quad (\text{horizontale Anordnung})$$

folgt

$$P_{12} = \dot{m} \cdot w_{t12} = \dot{m} \cdot \frac{1}{2} \cdot (v_2^2 - v_1^2) + \dot{V} \cdot (p_2 - p_1) = \dot{V} \cdot \left[\frac{\rho}{2} \cdot (v_2^2 - v_1^2) + (p_2 - p_1) \right]$$

mit

$$p_i = p + \frac{\rho}{2} \cdot v^2 = p + \bar{q}$$

folgt

$$P_{12} = \Delta p_{t12} \cdot \dot{V}$$

Da die Totaldruckzunahme am Gebläse Δp_{t12} nicht direkt gemessen wird, sind die an den Stellen "5" und "6" ermittelten Werte auf die Stelle "2" zurückzurechnen.

Bernoulli (2) - (5)

$$p_2 + \frac{\rho}{2} \cdot v_2^2 = p_5 + \frac{\rho}{2} \cdot v_5^2 + \Delta p_{v,25}$$

mit

$$v_2 = v_5 \quad (\text{konstanter Rohrquerschnitt})$$

und

$$\Delta p_{v,25} = \frac{\rho}{2} \cdot v_5^2 \cdot \left(\lambda \cdot \frac{L}{d} + \zeta \right)$$

wobei aus Vorversuchen für den Verlustterm

$$\lambda \cdot \frac{L}{d} + \zeta = 0,25$$

ermittelt wurde, folgt

$$p_2 = p_5 + 0,25 \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_5^2$$

$$\Delta p_{t12} = \frac{\rho}{2} \cdot (v_2^2 - v_1^2) + (p_2 - p_1)$$

Mit $v_1=0$ und $p_1=0$ relativ zur Umgebung folgt

$$\Delta p_{t12} = \frac{\rho}{2} \cdot v_2^2 + p_2 = \frac{\rho}{2} \cdot v_5^2 + p_5 + 0,25 \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_5^2 = 1,25 \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_5^2 + p_5$$

Der **Wirkungsgrad** η ist der Quotient aus Nutzen zu Aufwand

$$\eta = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} = \frac{P_{ab}}{P_{zu}}$$

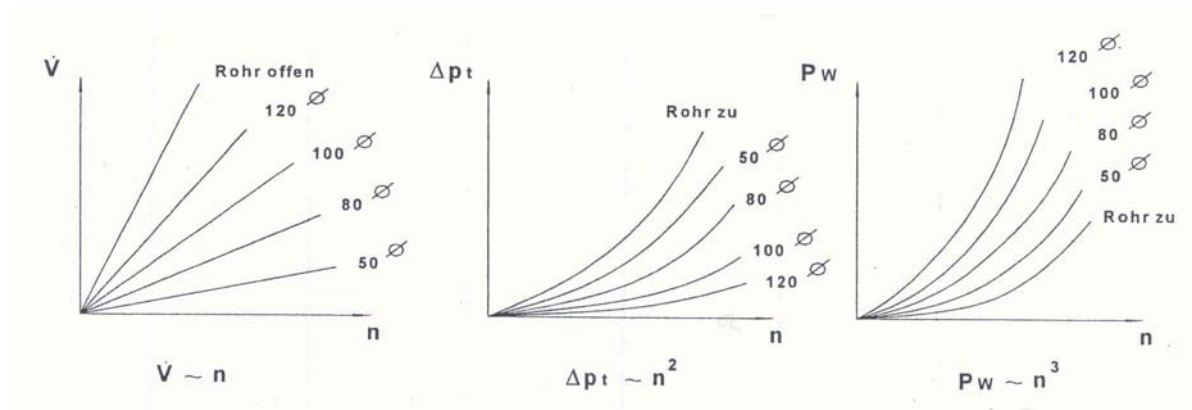
$$P_{ab} = P_{\text{Förderleistung}} = \Delta p_{t12} \cdot \dot{V}$$

$$P_{zu} = P_{\text{Welle}} = M_{\text{Welle}} \cdot \omega$$

$$\Rightarrow \eta = \frac{\Delta p_{t12} \cdot \dot{V}}{M_{\text{Welle}} \cdot n \cdot \frac{\pi}{30}}$$

Affinitätsgesetze

In Strömungsmaschinen herrschen Strömungsvorgänge, die durch Ablösungen und Randwirbel an den Gebläseblättern geprägt sind. Aus der Fluidmechanik ist bekannt, daß die genaue Lösung dieser komplizierten Strömungsprobleme meist unüberwindliche mathematische Schwierigkeiten bereitet. Deshalb kommt dem Versuchswesen überragende Bedeutung zu. Mit Hilfe der Affinitätsgesetze kann man geometrisch ähnliche Laufräder miteinander vergleichen. Beim Zeichnen der Diagramme $\dot{V} = f(n)$, $\Delta p = f(n)$ und $P_w = f(n)$ fallen Proportionalitäten auf, die auch aus den Gleichungen abzuleiten sind. Der Einfluß des Parameters Rohröffnung auf die Wellenleistung wird verständlich, wenn man berücksichtigt, daß bei geschlossenem Rohr nur Verlustleistung und keine Förderleistung entsteht und daß das zu fördernde Medium oft eine sehr geringe Viskosität hat.



Kennzahlen

Lieferzahl $\varphi = \frac{\dot{V}}{u \cdot A_{Rad}}$ ist ein Maß für den Volumenstrom, den ein Gebläse, bezogen auf seine Radaußenfläche A_{Rad} und seine Umfangsgeschwindigkeit u , fördert.

Druckziffer $\psi = \frac{2 \cdot \Delta p_{t12}}{\rho \cdot u^2}$ ist ein Maß für die Gesamtdruckdifferenz, die ein Gebläse, bezogen auf seine Umfangsgeschwindigkeit u , erzeugt

Leistungsziffer $\lambda = \frac{\varphi \cdot \psi}{\eta}$ ist ein Maß für die erforderliche Wellenleistung.

Darstellung der Ergebnisse

Die ermittelten Daten und Kennzahlen sollen **tabellarisch** mit den zur Verfügung gestellten Gleichungen dargestellt werden. Zur besseren Übersicht und zur Überprüfung der Meßergebnisse (Meßungenauigkeiten, Plausibilität, Proportionalitäten) sind folgende **Diagramme** anzufertigen:

1. $\dot{V} = f(n)$
2. $\Delta p_{t12} = f(n)$
3. $P_w = f(n)$
4. $\eta = f(\dot{V})$
5. $\Delta p_{t12} = f(\dot{V})$

In das Kennlinienfeld, d.h. Diagramm 5 $\Delta p_{t12} = f(\dot{V})$ mit den zusätzlich einzutragenden Parametern Drehzahl und Düsenquerschnitt sollen auch Linien konstanten Wirkungsgrades eingezeichnet werden, wodurch die umfassende Information des Gebläses in einem Diagramm zur Verfügung steht.

Das Diagramm 5: $\Delta p_{t12} = f(\dot{V})$ ist handschriftlich zu erstellen und im Original dem Bericht beizufügen!

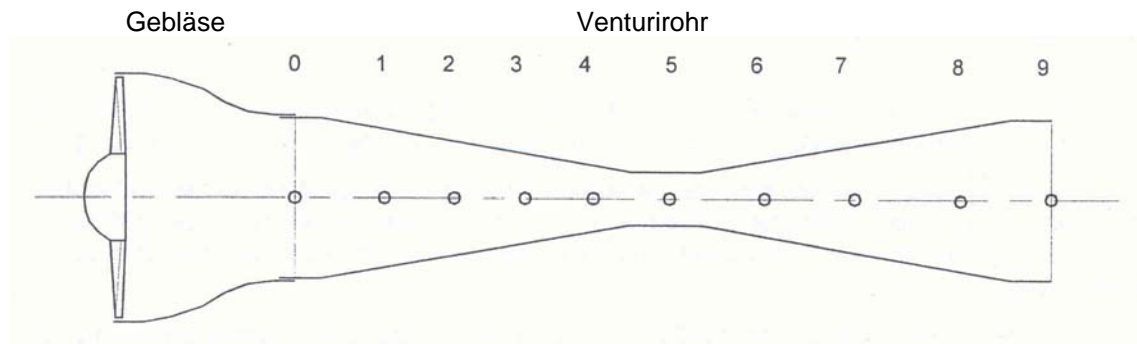
Alle Diagramme sind in schwarz/weiß mit unterschiedlichen Linienarten und/oder Symbolen zur Unterscheidung zu erstellen. Farbige Diagramme sind nicht zulässig.

Literatur

Eck, Bruno, Ventilatoren, Springer Verlag
 VDI-Richtlinien, VDI 2044 Abnahme- und Leistungsversuche an Ventilatoren
 DIN 24163 Ventilatoren Teil 1: Leistungsmessung, Normkennlinien
 DIN 24163 Ventilatoren Teil 2: Leistungsmessung, Normprüfstände
 DIN 24163 Ventilatoren Teil 3: Leistungsmessung an Kleinventilatoren

| Daten der Düse | | Drehzahl | Moment | statischer Druck | Staudruck |
|-------------------------|--------|-------------------------------|---------------------------------|--------------------|--------------------|
| | | $n \text{ [min}^{-1}\text{]}$ | $M_{\text{Welle}} \text{ [Nm]}$ | $p_5 \text{ [Pa]}$ | $q_6 \text{ [Pa]}$ |
| D [mm] | 200 | 1000 | | | |
| k_1 | 0,8733 | 1400 | | | |
| | | 1800 | | | |
| | | 2200 | | | |
| | | 2500 | | | |
| | | 2800 | | | |
| D [mm] | 120 | 1000 | | | |
| k_1 | 1,025 | 1400 | | | |
| | | 1800 | | | |
| | | 2200 | | | |
| | | 2500 | | | |
| | | 2800 | | | |
| D [mm] | 100 | 1000 | | | |
| k_1 | 1,0313 | 1400 | | | |
| | | 1800 | | | |
| | | 2200 | | | |
| | | 2500 | | | |
| | | 2800 | | | |
| D [mm] | 80 | 1000 | | | |
| k_1 | 1,0278 | 1400 | | | |
| | | 1800 | | | |
| | | 2200 | | | |
| | | 2500 | | | |
| | | 2800 | | | |
| D [mm] | 50 | 1000 | | | |
| k_1 | 1,0227 | 1400 | | | |
| | | 1800 | | | |
| | | 2200 | | | |
| | | 2500 | | | |
| | | 2800 | | | |
| D [mm] | 0 | 1000 | | | |
| k_1 | 1 | 1400 | | | |
| | | 1800 | | | |
| | | 2200 | | | |
| | | 2500 | | | |
| | | 2800 | | | |
| Rohrdurchmesser [mm] | | | 200 | | |
| Laufreddurchmesser [mm] | | | 500 | | |

2. Druckverteilung im Venturirohr



Zur Messung des Staudruckes am Eingang 0 wird an dem am Ende des Gebläses vor dem Venturirohr befindliche Prandtl-Staurohr die Differenz zwischen Total- und statischem Druck am alkoholgefüllten Schrägrohrmanometer in Pa abgelesen. Je nach Neigung $1:n$ wird der Staudruck berechnet aus

$$\bar{q} = \frac{P_{\text{abgelesen}}}{n} [Pa]$$

Zur Messung der statischen Drücke 1-8 am Venturirohr wird eine Druckdose nach DMS-Prinzip eingesetzt, deren Referenzseite offen zum Laborraum ist, d.h. es wird direkt die Differenz

$$p_i = p_{\text{stat}} - p_{\text{Ref}} [mbar = hPa]$$

abgelesen. Der statische Druck an der Stelle 0 (= statischer Druck am Prandtl-Rohr) wird durch lineare Extrapolation aus den beiden nächsten Drücken ermittelt nach:

$$p_{\text{stat},0} = p_1 + \frac{p_2 - p_1}{105 - 45} \cdot (0 - 45) [Pa]$$

| Meßstelle | örtlicher Rohrdurchmesser [mm] | Abstand x vom Einlaß [mm] | abgelesener Differenzdruck p_i [hPa] |
|-----------|--------------------------------|-----------------------------|--|
| 0 | 104 | 0 | |
| 1 | 95 | 45 | |
| 2 | 81 | 105 | |
| 3 | 70 | 185 | |
| 4 | 57 | 225 | |
| 5 | 44 | 305 | |
| 6 | 55 | 397 | |
| 7 | 70 | 497 | |
| 8 | 92 | 817 | |
| 9 | 102 | 877 | |

Der Unterschied im Druckverlauf nach der Verengung erklärt sich durch die Einschnürung des Kernstrahls, hervorgerufen durch die abgelöste Strömung an der Diffusorwand und der daraus resultierenden Erhöhung der Geschwindigkeit, was eine Absenkung des Druckes zur Folge hat.

Darstellung der Ergebnisse

Die ermittelten Werte sollen **tabellarisch** dargestellt werden. Zur besseren Übersicht und zur Überprüfung der Meßergebnisse sind folgende **Diagramme** anzufertigen:

1. statischer Druckverlauf $p_{\text{gemessen}} = f(x), p_{\text{berechnet}} = f(x)$
2. Druckbeiwerte $c_{p,\text{gemessen}} = f(x), c_{p,\text{berechnet}} = f(x)$
3. Geschwindigkeitsverlauf $v_{\text{gemessen}} = f(x), v_{\text{berechnet}} = f(x)$

Alle Diagramme sind in schwarz/weiß mit unterschiedlichen Linienarten und/oder Symbolen zur Unterscheidung zu erstellen. Farbige Diagramme sind nicht zulässig.